

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## TECHNOLOGIE PRO ZKAPALŇOVÁNÍ PLYNŮ A JEHO VYUŽITÍ A DISTRIBUCE

TECHNOLOGY FOR LIQUEFACTION GASES AND ITS USE AND DISTRIBUTING

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. JINDŘICH ŠTĚPÁNEK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ ŠKORPÍK Ph.D.

BRNO 2013



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/2013

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Jindřich Štěpánek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Technologie pro zkapalňování plynů a jeho využití a distribuce**

v anglickém jazyce:

### **Technology for liquefaction gases and its use and distributing**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zkapalněné plyny (myšleno ty, které jsou při pokojových teplotách v plynném stavu) jsou důležitou průmyslovou surovinou. Stejně tak, především v posledních letech se i zkapalňování zemního plynu pro energetické účely jeví čím dál více perspektivnější i pro energetiku a její politiku.

Cíle diplomové práce:

- (1) Rešerše vývoje a stavu technologií pro zkapalňování plynů. Způsoby využití.
- (2) Popis procesu zkapalnění frakcí vzduchu, zemního plynu a helia
- (3) Způsoby distribuce zkapalněného plynu (hospodářství se zkapalněným plynem).
- (4) Návrh oběžného kola turbíny pro zkapalnění vybraného plynu o navrženém výkonu.

Seznam odborné literatury:

- [1] Kapica, Pjotr Leonidovič (1977). Experiment, teorie, praxe. Z rus. orig. přel. Miroslav Koláč. 1. vyd. Praha : Mladá fronta, 1982. Edice Kolumbus.
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Škrčení plynů a par, Transformační technologie, 2006. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/skrzeni-plynu-a-par.html>.
- [3] ŠKORPÍK, Jiří. Transformace energie v lopatkových strojích, Transformační technologie, 2009. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/transformace-energie-v-lopatkovych-strojich.html>.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 12.11.2012

L.S.

---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt:**

Tato diplomová práce se zabývá technologiemi pro zkapalňování plynů a jejich skladování. V první části je shrnut vývoj technologie zkapalňování pomocí expandérů a škrtících ventilů, za kterým následuje současná technologie. Jedná se především o točivé expandéry. U skladovací technologie se jedná o nadzemní skladování v kryogenních nádržích.

Diplomová práce zahrnuje návrhy oběžných kol turbín pro zkapalňovací linky a jsou zahrnuty dva návrhy zkapalňovacích cyklů.

## **Klíčová slova**

Zkapalňování, kapalný metan, kapalný zemní plyn, radiální turbína, expandér, kondenzace, škrcení plynů, Joule – Thomsonův ventil.

## **Abstract:**

This thesis deals with technologies for gas liquefaction and storage. The first section summarizes the development of liquefaction technology using expanders and throttling valves, followed by current technology. This is especially a rotary expanders. The storage technology is the above-ground storage of cryogenic tanks.

The thesis includes proposals turbine wheels for liquefaction lines and included two proposals liquefaction cycles.

## **Keywords:**

Liquefaction, liquid methane, liquid natural gas, radial turbine, expander, condensation, throttling gas, Joule - Thomson valve.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ŠTĚPÁNEK, J. *Technologie pro zkapalňování plynů a jeho využití a distribuce*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 71 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Škorpík, Ph.D..





## **ČESTNÉ PROHLÁŠNÍ**

Tímto prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 24.5.2013

.....

Podpis



## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto děkuji panu Ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady týkající se zpracování diplomové práce.



1. Úvod	13
2. Historie nízkých teplot	15
3. Aplikace kryogeniky	15
4. Základní způsoby chlazení	16
4.1. Využití výparného tepla látek	16
4.2. Izoentropické chlazení - expanze plynu konajícího vnější práci	16
4.3. Izoentalpické chlazení - expanze plynu konajícího vnitřní práci	18
5. Technické plyny	20
5.1. Vzduch	20
5.2. Dusík	21
5.3. Kyslík	21
5.4. Hélium	22
6. Zkapalňovací cykly	23
6.1. Siemens cyklus	23
6.2. Hampton – Linde cyklus	23
6.3. Kombinovaný cyklus	24
7. Chladicí zařízení pro zkapalnění hélia	25
8. Malý zdroj LNG	27
9. Kryogenika v ČR	30
10. Zemní plyn, jeho spotřeba	31
10.1. Skladování zemního plynu	33
10.2. Přeprava zemního plynu	36
11. Návrh oběžného kola expandéru pro zkapalnění metanu	36
11.1. První návrh zkapalňovacího zařízení – dva expandéry	37
11.2. Obecný postup výpočtu, jeho popis a rovnice	40
11.3. Druhý návrh zkapalňovače – škrcení s dvěma expandéry	56
12. Závěr	68
13. Zdroje	69
14. Seznam příloh	71



## 1. Úvod

Kryogenika je fyzikální obor zabývající se dosahováním velmi nízkých teplot a studiem působení těchto teplot na různé materiály a jejich zvláštní chování v těchto teplotách. Hranice mezi kryogenikou a chlazením je stanovena bodem varu takzvaných permanentních plynů, jako jsou dusík, vodík, kyslík, vzduch, hélium, neon atd. Hraniční teplota je  $-180\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $93,15\text{ K}$ ). Bod varu běžných chladicích kapalin leží nad touto hranicí a permanentních plynů pod touto hranicí. S postupem výzkumu a vývoje chladicích a kryogenních technik se tato hranice může ještě posunout. Obor nízkých teplot počíná u teploty tuhnutí vody ( $273,15\text{ K}$ ) a končí u absolutní nuly ( $0\text{ K}$ ). Při této teplotě ustává pohyb částic, tudíž klesá vnitřní energie látky k nule. Protože je rozpětí teplot velké a každá teplotní úroveň nese svoje specifika pro různé látky a různé technické obtíže, je rozdělena do tří částí. [1][2].

- Teploty nad  $120\text{ K}$ , jsou dosažitelné chladicí technikou a využívají se především v medicíně, chlazení a potravinářství
- Teplotní oblast  $5 - 120\text{ K}$ , v této oblasti se vyskytují především kapalně plyny LNG,  $\text{LN}_2$ ,  $\text{LO}_2$ ,  $\text{LH}_2$ ,  $\text{LNe}_2$ .
- Teplotní oblast pod  $5\text{ K}$ , zde se vyskytuje především LHe, díky své kritické teplotě  $5,2\text{ K}$  je nejobtížněji zkapalnitelným plynem

Technologie pro zkapalňování se s postupem času zlepšovaly - od prvních zařízení, které vytvořily pouze pár kapek kapalného produktu až po dnešní velké zkapalňovací linky produkující velké množství kapalných plynů. Zároveň se s časem prohlubovaly znalosti o nízkých teplotách a tak bylo možné kryogenní kapaliny začlenit např. do průmyslového využití či medicíny.

Zkapalňovat lze čisté plyny, ale i jejich směsi jako je např. vzduch. Čisté plyny se zkoumají kvůli jejich zvláštnímu chování za nízkých teplot. Plyné směsi jsou pro zkapalňování složitější vlivem jejich chování v průběhu procesu, kdy může docházet k rozdílnosti místa vzniku kapalně fáze v zařízení. Zároveň je nutné dbát na bezpečnost při zpracovávání plynů, které mohou být explozivní.

Zkapalněný zemní plyn je důležitou energetickou surovinou. Vzhledem ke zdrojům zemního plynu či ropy v Evropě je jasné, že je v zájmu evropské unie stát se méně závislou na dovozu z východu. Zkapalněný zemní plyn lze transportovat i z velkých vzdáleností, proto se technologie pro jeho zkapalnění stává postupně více zajímavou a důležitou.

Právě proto jsou v práci zařazeny návrhy způsobů získání kapalného metanu, který tvoří převážnou složku zemního plynu. Návrhy jsou postaveny na točivých redukcích a výměnících, ve kterých dochází ke kondenzaci.





## 2. Historie nízkých teplot

Prvními kroky v kryogenice začal Faraday. Pokoušel se zkapalnit plyny CO, CH<sub>4</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub> stlačováním. Jeho pokusy byly však neúspěšné kvůli neznalosti kritické teploty plynů, kterou objevil až Andrews v r. 1869. Dalším významným krokem, který vedl k již prvnímu zkapalnění a dosažení nízké teploty, byl objev Joule-Thomsonova jevu v r. 1853. Až v roce 1877 se povedlo nezávisle na sobě Pictetu a Cailleteu zkapalnit kyslík ve formě mlhy pomocí stlačení a následné izoentropické expanze. O pár let později se povedlo na Krakovské univerzitě zkapalnit dusík a kyslík. Roku 1898 se podařilo Dewarovi zkapalnit vodík pomocí J-T expanze a regenerativního výměníku. Pak už zbývalo jen nepoddajné hélium, které zkapalnil Kamerlingh-Onnes v r. 1908. Hélium má nejnižší bod varu (4,215 K) a velmi nízkou kritickou teplotu (5,20 K při tlaku 0,226 MPa).

Dále se kryogenika ubírala směrem zvyšování výkonu zkapalňovačů. Velký přínos v této činnosti měl Linde, který využíval J-T izoentropické expanze a Claude, který využíval izoentropické expanze ve vratném stroji. Na Cambridgeské univerzitě byl profesorem P. L. Kapicou navržen progresivní zkapalňovač hélia s adiabatickým expanzním strojem. Využitím výparného tepla - odčerpávání par na hladinou <sup>4</sup>He lze dosáhnout mezní teploty 0,7 K. Při využití vzácného izotopu <sup>3</sup>He lze touto metodou dosáhnout až teploty 0,3 K.

V roce 1926 byl navržen způsob chlazení pomocí předchlazení, na teplotu kapalného hélia, některých paramagnetických látek a jejich demagnetizací dosáhnout až teoretické teploty 10<sup>-3</sup> K. Adiabatickou demagnetizací paramagnetických solí se povedlo na ČSAV v Řeži dosáhnout teploty 0,5 mK. [1][2][5].

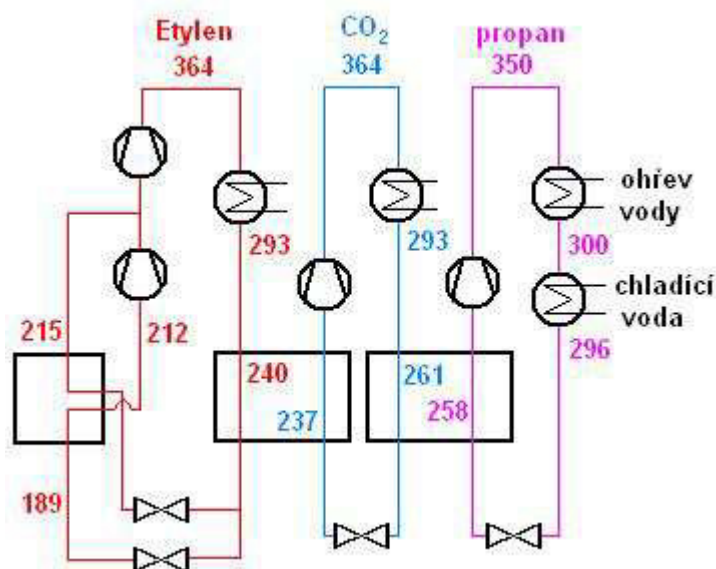
## 3. Aplikace kryogeniky

Kryogenika je velmi rozšířena v celé lidské činnosti. Je až s podivem jak široké pole působnosti zabírá. Je využívána pro zkapalňování vodíku a kyslíku pro pohon raketových motorů. Při přistávání raketoplánů bylo využito chlazení kokpitu a nádrží kryokapalin kapalným dusíkem. Ve strojírenství pro zušlechťování ocelí, řezání, temperování atd. Pro drcení plastů a gum. Pro uzavírání potrubí při poruchách, což může způsobit velké úspory. V elektrotechnice se využívá pro chlazení Cu a Al vodičů, které pak dosahují hypervodivosti. Při dostatečném podchlazení se stávají některé látky supravodivé. Právě tuto schopnost využíváme ve zkoumání dalších neznámých vlastností materiálů. V měřicí technice je využíváno podchlazení pro zvýšení citlivosti měřidel, což taktéž umožňuje další bádání za hranicemi běžně dosažitelných teplot. Nelze nepoznamenat, že je hlubokého podchlazení využito pro vytvoření supravodivosti a to umožňuje stavbu magnetů s velkou intenzitou magnetického pole, které jsou využívány pro nukleární magnetickou rezonanci, urychlování částic, pro synchrotrony atd. Jak jsem již zmínil, využití je velmi široké.

## 4. Základní způsoby chlazení

### 4.1. Využití výparného tepla látek

Je to základní způsob, se kterým se setkáváme denně kolem nás. Nejčastěji je využit u domácích chladniček. Zde je využito intenzivního odpařování vhodné kapaliny a tak odebrání tepla z vnitřního prostoru chladničky, který je izolován od vnějšku.

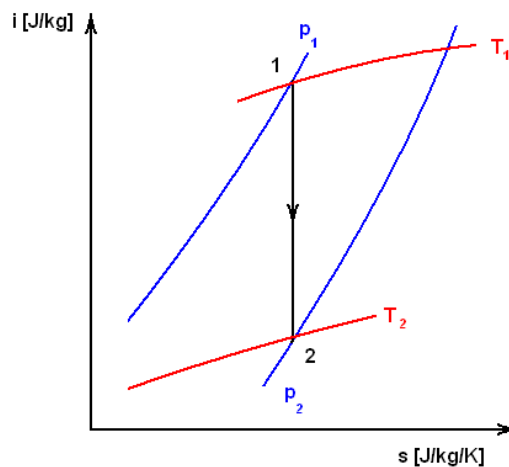


Obrázek 1 Kaskádní chladicí zařízení pro malý zdroj LNG [12]

Další technickou aplikací je chladicí věž velkých energetických celků, jako jsou elektrárny. Zde dochází k rozprašování vody a volného pádu proti proudícímu vzduchu, což vede ke snížení teploty padající vody. Domácí chladničky dosáhnou teploty okolo  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , teploty okolo  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  dosahují mrazicí boxy. Chladicí zařízení v jednostupňovém provedení nemůže dosáhnout nižší teploty než  $200\text{ K}$ . Při kaskádním řazení několika stupňů lze dosáhnout až teploty  $60\text{ K}$ , přičemž podmínkou je, aby pracovní látka měla vždy vyšší kritickou teplotu než trojný bod následující teplejší lázně a vlastní trojný bod nižší, než je kritická teplota sousední chladnější lázně. Tato metoda zkapalňování je historicky nejstarší. Jedna z prvních kaskádních soustav byla navržena Keesomem pro zkapalňování dusíku. Využívala kaskádu s lázněmi čpavku ( $240\text{ K}$ ), etylenu ( $169\text{ K}$ ), metanu ( $112\text{ K}$ ) a dusíku ( $77\text{ K}$ ). S využitím této metody však nelze zkapalnit všechny plyny, několik tzv. permanentních plynů lze zkapalnit až využitím izoentropického a izoentalpického chlazení, například  $\text{Ne}$ ,  $\text{H}_2$  a  $\text{He}$  [5]. Na obrázku je kaskádní chladicí zařízení pro využití v malém zdroji LNG, které chladí vstupující plyn na přibližně  $200\text{ K}$  [12].

### 4.2. Izoentropické chlazení - expanze plynu konajícího vnější práci

V uzavřeném objemu se molekuly pohybují chaoticky, v krajních polohách narážejí na ohraničující stěny, od nich se odrážejí s teoreticky stejnou rychlostí, tudíž jejich stav zůstává stejný. Jestliže se jedna stěna pohybuje a zároveň klade odpor při svém pohybu, lze tuto energii, kterou plyn odvede do stěny, označit jako práci vykonanou vnější soustavě. Tedy jde o konání vnější práce. Protože se plyn již neodráží stejnou rychlostí, došlo ke změně jeho stavu a to ke snížení teploty.



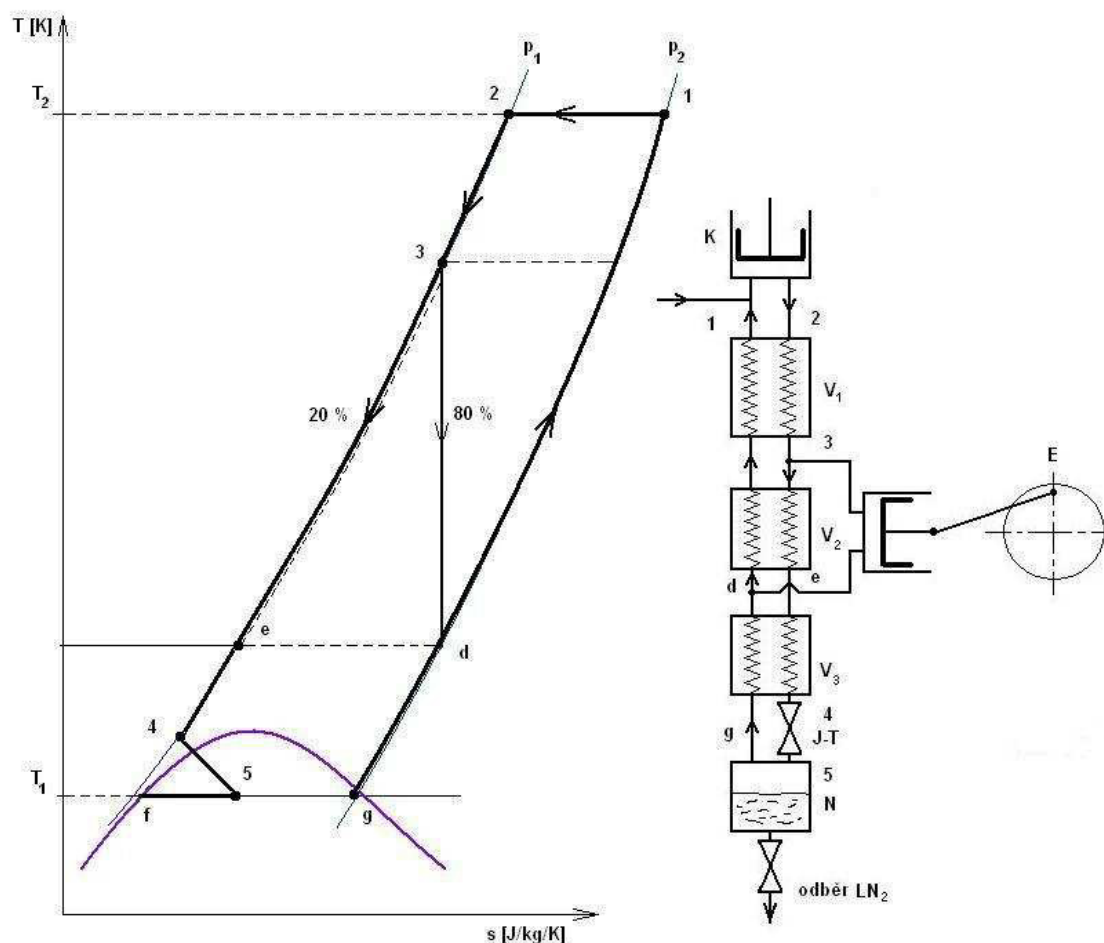
Obrázek 2 Izoentropická expanze

Pokud je plyn stlačen na vyšší tlak a je umožněno, aby izoentropicky expandoval v expanzním stroji, dojde k vykonání vnější práce a zároveň dojde k ochlazení plynu, bez závislosti na tlakovém či teplotním stavu, který předcházel expanzi. Výsledná teplota lze teoreticky určit z rovnice 1 [5]. V rovnici, je využito Poissonovy konstanty, která je individuální pro každý plyn či směs plynů.

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Rovnice 1

Jako dobrý příklad lze uvést zkapalňovač, který navrhl G. Claude v roce 1902. Z T-s diagramu na obrázku 3 je vidět, že z bodu 1 do bodu 2 dojde k izotermické kompresi. Dále plyn projde prvním výměníkem  $V_1$ , kde dojde ke snížení teploty na bod 3. Za tímto výměníkem se proud plynu rozdělí na dvě části. 80 % proudu jde do expanzního stroje E, kde expanduje na atmosférický tlak (3-d). Chladný proud je veden do zpětného proudu před druhý výměník  $V_2$  a odebírá tak teplo zbývajícím dvaceti procentům tlakového proudu (3-e), které dále pokračují do třetího výměníku  $V_3$ . Ve třetím výměníku dojde k dalšímu snížení teploty (e-4), které již není tak velké, ale přibližuje teplotu plynu ke křivce sytosti. Za tímto výměníkem plyn expanduje v J-T ventilu (4-5). Část plynu zkapalní a část plynu zůstává jako nasycená pára a odchází zpětným proudem, aby ochladila přímý proud [5].

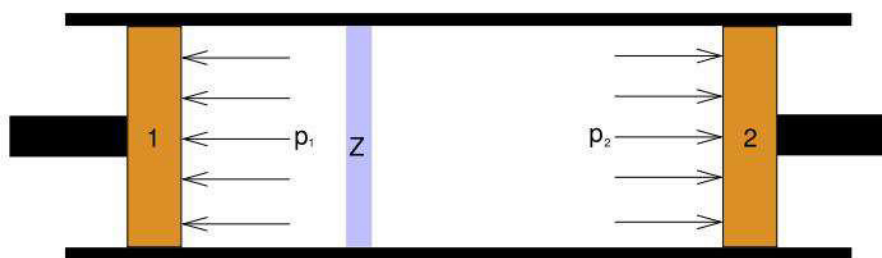


Obrázek 3 Claudeho zkapaňovací cyklus pro dusík [5]

Opakováním toho procesu lze teplotu dále snižovat, avšak nelze dosáhnout absolutní nuly. Touto metodou lze snižovat teplotu reálného i ideálního plynu, což je výhodou oproti izoentaltické expanzi [5].

#### 4.3. Izoentaltické chlazení - expanze plynu konajícího vnitřní práci

Izoentaltické chlazení využívá škrcení plynů, což je expanze plynu přes škrticí prvek. Při expanzi ideálního plynu nedojde ke změně teploty vůbec. Pokud expanduje reálný plyn, může dojít ke zvýšení teploty, ke snížení teploty nebo nedojde ke změně teploty vůbec. Toto je závislé na teplotě soustavy před expanzí. Pokud je teplota soustavy pod tzv. inverzní teplotou (pro vodík to je teplota  $-68\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) dojde k ochlazení, pokud je nad touto teplotou, plyn se ohřeje, pokud má teplotu inverzní, jeho teplota se po škrcení nezmění. Tento jev popsali jako první James Prescott Joule a William Thomson při svém pokusu škrcení stlačeného plynu přes porézní přepážku s malou tepelnou vodivostí. Přepážka škrtila plyn dostatečně tak, aby bylo dosaženo rozdílných tlaků na obou stranách. Pohyb pístů umožňoval udržet tyto tlaky konstantní. Tlak  $p_1$  je vyšší než tlak  $p_2$ . K ochlazení dochází vlivem narušení Van der Wallsových vazeb (změna kinetické energie, která se projeví na změně teploty) [4][6][13].



Obrázek 4 Joule - Thomsonův jev [4]

Změna vnitřní energie plyne z prvního termodynamického zákona, děj je adiabatický a nemění se tak entalpie soustavy. Diferenciální Joule-Thomsonův koeficient udává změnu teploty pro jednotkovou změnu tlaku při konstantní entalpii.

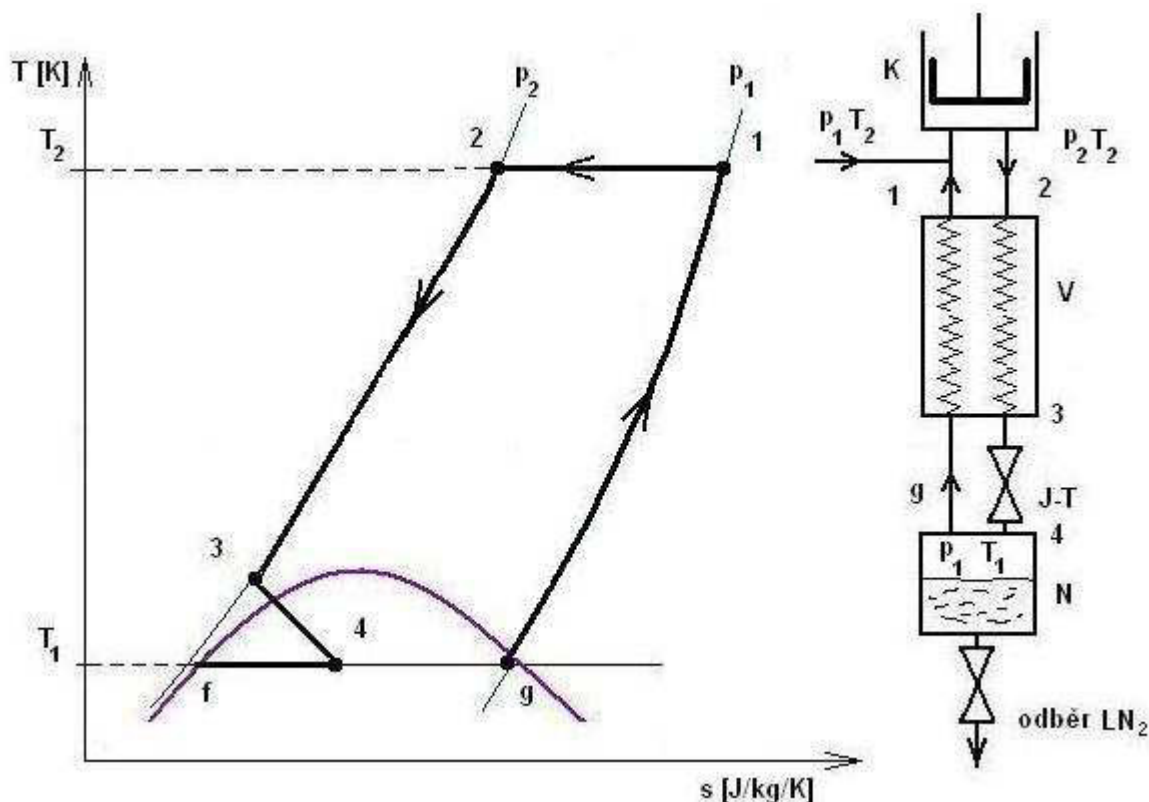
$$\mu = \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_{H=\text{konst}}$$

Tabulka 1 Tabulka výsledných teplot po izoentalpické expanzi

	etylen	N <sub>2</sub>	He
T <sub>1</sub> (p <sub>2</sub> =5 MPa)	293 K	293 K	293 K
T <sub>2</sub> (p <sub>1</sub> =0,1 MPa)	194 K	282 K	296 K

V tabulce je vidět, že po izoentalpické expanzi se teplota etylenu snížila o 99 K, u dusíku to bylo již jen o 11 K a u hélia je konečná teplota dokonce vyšší. Plyn měl před expanzí teplotu vyšší než je teplota inverzní a tak došlo k jeho ohřátí.

Již v roce 1805 Carl von Linde navrhl zkapalňovač vzduchu (nebo dusíku). Plyn byl izotermicky stlačen na tlak 20 MPa (1-2), dále je ochlazován ve výměníku V (2-3), před kolonou je expandován na Joule-Thomsonově ventilu (3-4). Plyn expandován v koloně se dělí na dvě fáze, saturovanou kapalnou fází (4-g) a nasycenou páru (f-4), která je upouštěna do zpětné větve výměníků, aby ochladila tlakový proud z kompresoru (g-1).



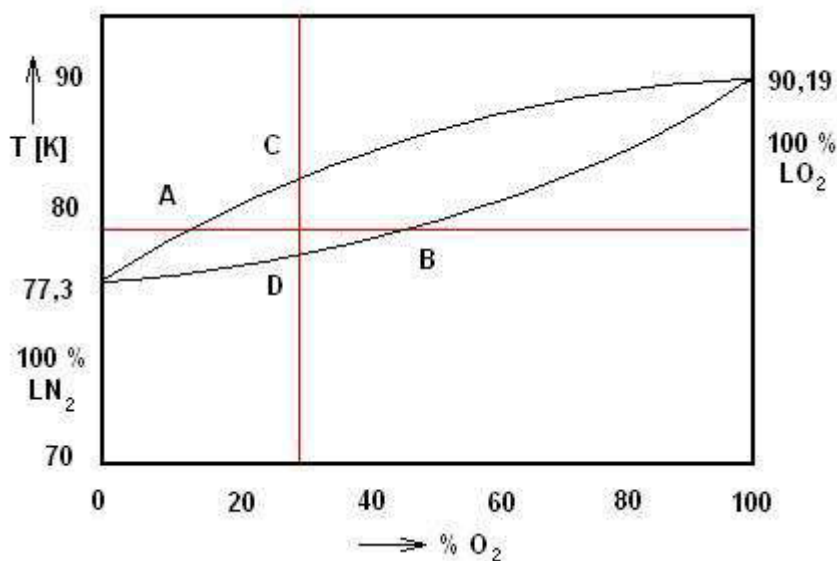
Obrázek 5 Lindeho zkapalňovač [5]

## 5. Technické plyny

Plynů, které se využívají v průmyslu, medicíně a dalších odvětvích lidské činnosti je celá řada. Hlavně v průmyslu je velmi široké využití plynů, ať už v rozmanitosti čistých plynů nebo jejich izotopů, tak i směsí, které mají specifické vlastnosti, které jim propůjčují i specifické využití.

### 5.1. Vzduch

Dříve se používal kapalný vzduch jako chladicí médium. V dnešní době se od něj upouští vzhledem k tomu, že se skládá ze dvou kapalných složek a to kapalného dusíku (LN<sub>2</sub> – asi 80 %) a kapalného kyslíku (LO<sub>2</sub>). Tyto dvě kapalně látky mají rozdílný bod varu, a proto při zvyšování teploty se začne dusík odpařovat jako první. S klesající koncentrací dusíku ve směsi začne převažovat kyslík a tak narůstá i teplota směsi. Protože se zvyšuje koncentrace kyslíku, je nutné dodržovat bezpečnostní předpisy jako u kapalného kyslíku. Výhodou při chlazení kapalným kyslíkem je nižší investice do zkapalňovacího zařízení a provozní náklady. Jednotlivé frakce vzduchu lze získat destilací, přesněji rektifikací v koloně, kde na základě rozdílných teplot varu lze oddělovat jiné plyny ve vzduchu obsažené. [5].



Obrázek 6 Fázový diagram směsi  $\text{LO}_2$  a  $\text{LN}_2$  – 1- křivka kondenzace; 2- křivka vypařování; [5]

## 5.2. Dusík

Je v atmosféře bohatě zastoupen, chemicky aktivní, ale není pro člověka jedovatý. Získává se separací vzduchu tak jako kyslík. V přírodě je především izotop  $^{14}\text{N}$  ale vyskytuje se i izotop  $^{15}\text{N}$ . V laboratořích se využívá jako tepelný štít nádob na kapalně plyny.  $\text{LN}_2$  bývá mezi nechlazenou vnější stěnou a vnitřní chlazenou stěnou (vnitřní teplota na  $\text{LH}_2$ ,  $\text{LHe}$ ). Dále se využívá pro předchlazování obtížně zkapalnitelných plynů jako je hélium nebo neon, nebo předchlazování hmotnějších částí nízkoteplotních zařízení. Využívá se i pro zmrazování v medicíně a potravinářství. Dusík je v technické praxi svojí poměrně nízkou cenou za jednotku objemu velmi rozšířeným médiem pro chlazení [5].

## 5.3. Kyslík

Kyslík je po dusíku nejhojněji obsažen v atmosféře. Kapalně kyslík se získává nízkoteplotní separací vzduchu.  $\text{LO}_2$  je těžší než voda a je silně paramagnetický. Tato vlastnost se využívá při separaci kapalně a plynné fáze například v beztížném stavu pro využití jako oxidační činidlo v raketových motorech. Kyslík je chemicky velice aktivní. Směsi kapalně kyslíku s látkami, se kterými reaguje, stačí dodat pouze malé množství energie a vlivem chemické reakce dojde k uvolnění velkého množství tepla, dojde k explozi. Iniciační energie je tak malá, že nesmí dojít k mechanickému tření, prudkému nárazu nebo při proudění v potrubí k velkému lokálnímu poklesu rychlosti v záhybu potrubí. Ve zpomalené oblasti dojde k vývinu tepla, které kapalina není schopna odvést vedením, zvýší se teplota, což vede k urychlení chemické reakce a tím vzniku lavinového efektu a uvolnění velkého množství tepla. Nezbytně nutné je předejít styku  $\text{LO}_2$  s všemi nebezpečnými látkami, hlavně organickými látkami. Proto se v praxi dodržuje při práci s  $\text{LO}_2$  takzvaná kyslíková čistota ( $\text{LOX clean}$ ) a zvýšené požadavky na bezpečnost práce a manipulace [5].

## 5.4. Hélium

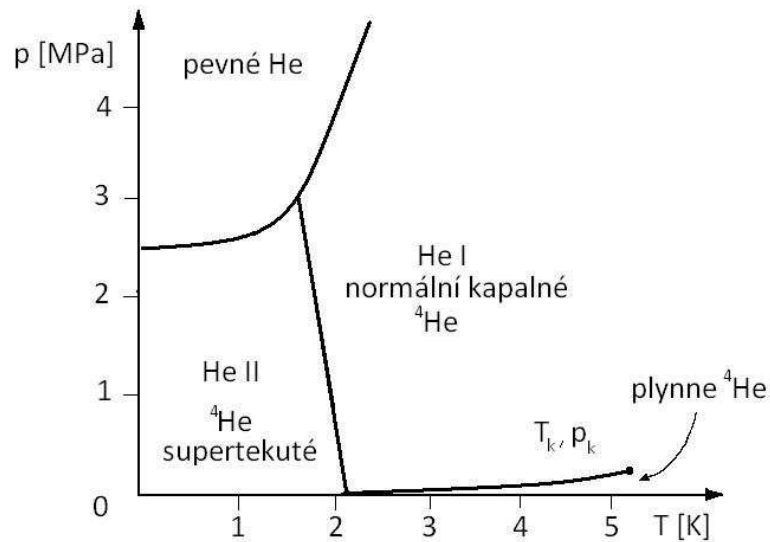
Hélium bylo objeveno ve slunečním spektru v roce 1868, na zemi bylo izolováno až roku 1895 z uranových rud. Vyskytuje se v izotopech  $^4\text{He}$ ,  $^3\text{He}$  a  $^6\text{He}$ . Ve vzduchu je obsaženo jen pouze 0,0005 % [5], pro obtížnost a nákladnost se ze vzduchu nesePARUJE. Jeho zdrojem jsou ložiska zemního plynu, ve kterých se koncentrace pohybuje od desetin procent až po několik procent. Hélium je nejobtížněji zkapalnitelný plyn, jeho normální bod varu je 4,215 K, kritická teplota je 5,2 K a kritický tlak 0,226 MPa, přičemž trojný bod neexistuje [5]. Vytvoření pevného hélia pomocí metody odčerpávání par nad hladinou nelze docílit ani při ochlazení lázně až k blízkosti absolutní nuly. Jeho tuhnutí lze docílit až při dostatečném působení tlaku. Kapalně hélium LHe je těžké opticky rozlišit, není vidět jeho hladina vlivem optického indexu lomu 1,02, který je blízký plynu.

V tabulce 2 jsou uvedeny některé vlastnosti plynů. Z tabulky si lze udělat představu jak je zkapalňovací proces energeticky náročný, jak se liší práce pro zkapalnění podle použitého zařízení a jakou teplotu má kapalně plyn při normálním tlaku.

Tabulka 2 [5]

Druh plynu	Normální teplota varu $T$ [K]	Výparné teplo $[kJ \cdot kg^{-1}]$	Teplo odebrané pro zkapalnění $[kJ \cdot kg^{-1}]$	Práce nutná pro zkapalnění $[kJ \cdot kg^{-1}]$		
				Ideální cyklus	Carnotův cyklus	Skutečná zařízení
Helium	4,2	20,3	1562,9	6840	110160	57500 – 11600
Vodík	20,4	454,3	3952,3	11916	54360	79000 – 15100
Dusík	77,4	197,2	433,3	792	1245,6	4300 – 6500
Vzduch	82	205,1	428,3	738	1116	4300 – 6500
Kyslík	90,2	213,1	406,1	637,2	946,8	3600 – 5400
Methan	111,7	510,8	912,7	1105,2	1533,6	2150 – 3600
Ethylen	169,4	481,5	665,7	428,4	514,8	až 1100



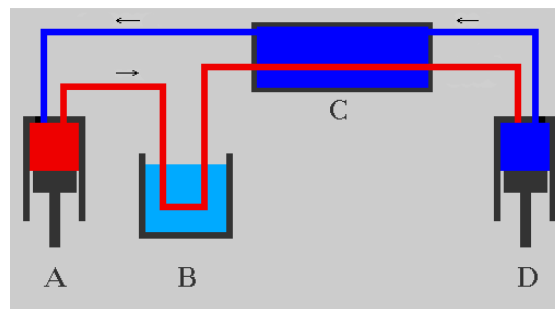


Obrázek 7 Fázový diagram He  $p(T)$  [5]

## 6. Zkapalňovací cykly

### 6.1. Siemens cyklus

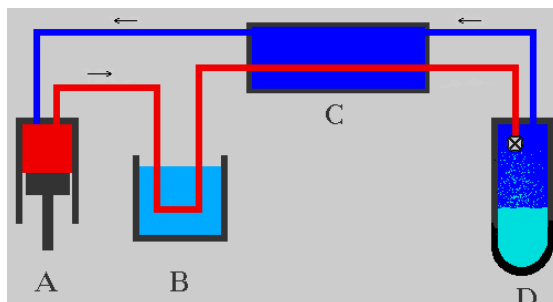
V tomto cyklu je plyn stlačen v kompresoru a tím je i zvýšena jeho teplota. Dále je plyn veden do chladiče, kde je opět zchlazen, odtud je veden do výměníku tepla, kde je předchlazen. V posledním kroku dojde k jeho expanzi v expanzním stroji, kde se sníží tlak i teplota plynu. Plyn pak odchází zpět do výměníku tepla, kde předchlazuje stlačený plyn a znovu do kompresoru. Touto zpětnou vazbou se teplota ještě více sníží [6].



Obrázek 8 Siemensův cyklus [6]

### 6.2. Hampton – Linde cyklus

Tento cyklus je velice podobný Siemensovu cyklu, rozdíl je až ve studeném konci. Zde je expanzní stroj nahrazen expanzním ventilem (dochází ke škrcení). Jde o kombinaci Siemensova cyklu s Joule – Thomsonovým jevem. Toto zařízení je zbaveno pohyblivého expanzního stroje, který představoval ve své době technickou překážku vzhledem k jeho utěsnění a spolehlivosti [6].



Obrázek 9 Hampton - Lindeho cyklus [8]

### 6.3. Kombinovaný cyklus

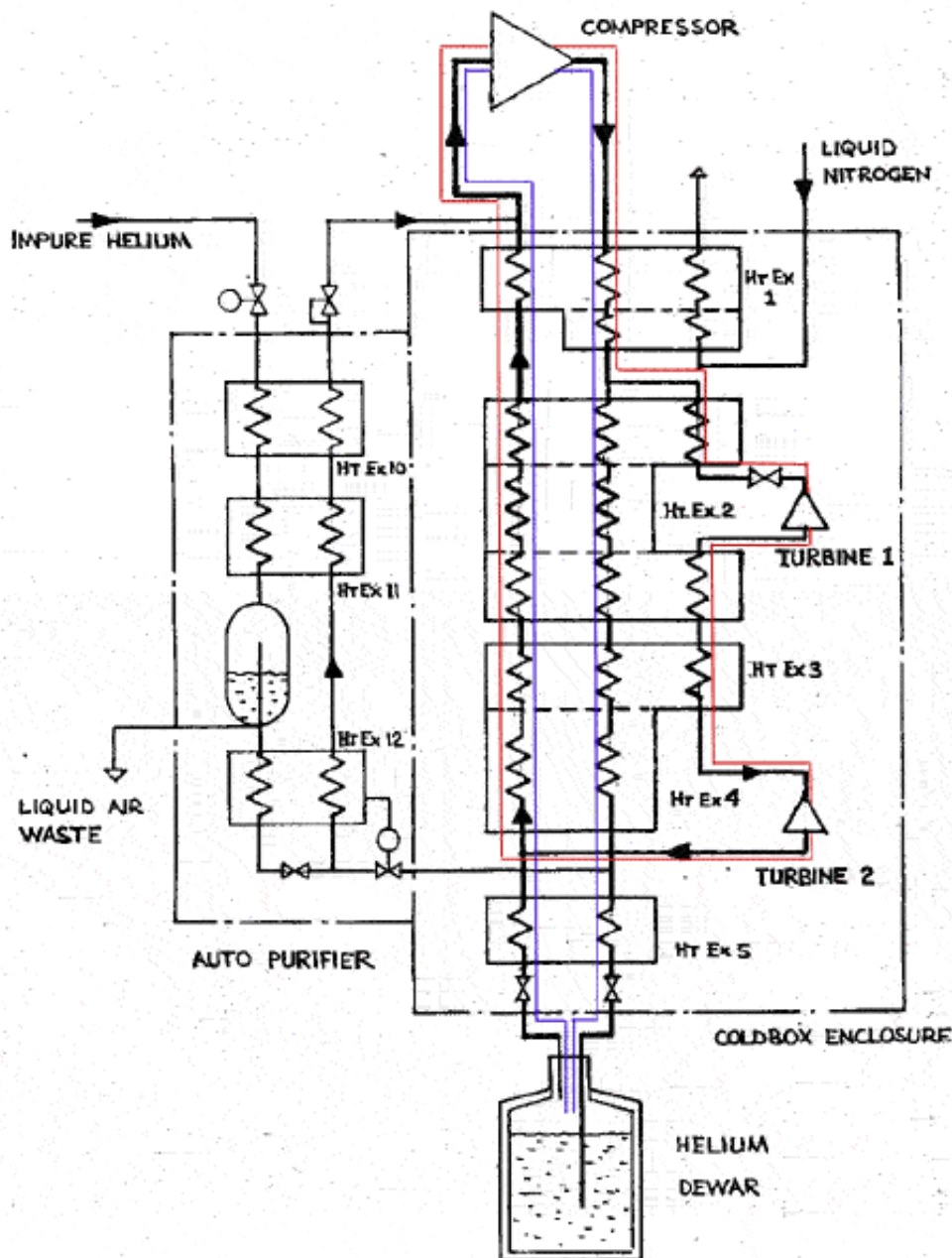
Při použití obou cyklů lze sestavit takový zkapařovací stroj, který dokáže zkapařit dokonce i hélium, které má inverzní teplotu 5,20 K. Je toho dosaženo pomocí předchlazování hélia kapalným dusíkem. Jako expanzní stroj je využita turbína. H – L oběh je ve vyšších teplotách méně efektivní než Siemensův oběh, ale jejich účinnost se postupně vyrovná a v oblasti velmi blízké absolutní nule převažuje využití J-T jevu.

Na obrázku 10 je znázorněno schéma zkapařovače TCF 20, který využívá právě těchto dvou cyklů. Modrou barvou je zvýrazněn H – L cyklus a červeně Siemensův cyklus, který využívá pro expanzi právě turbíny, která má výhodu ve velké rychlosti ochlazování, takže nedochází k předávání tepla z okolí.

Právě díky konání práce v turbíně lze tento děj považovat za izoentropický. Výslednou teplotu pak lze vypočítat z rovnice 1 [3][5]. Kde  $\kappa$  je Poissonova konstanta a tlaky  $p_2$  a  $p_1$  jsou tlaky před a za akčním členem.

Při využití expanze v turbíně není výhodou pouze dobrá účinnost chlazení, ale také využití tlakového spádu pro získání části energie vložené do stlačení plynu. Což dnes, kdy je nárůst energetické náročnosti veškerého průmyslu velmi dramatický, působí jako element, který dokáže uspořít určitou část vložené energie. Dříve se využívaly pro expanze pístové stroje. Ty byly však velmi náročné na výrobu. Prakticky neexistuje mazivo, které by v nízkých teplotách nezmrzlo, proto bylo těžké udržet pohyblivost dílů. Dalším vážným problémem byla těsnost kolem pístu. Nebylo možné využít klasických těsnících kroužků, proto se přistoupilo ke zmenšení vůle mezi pístem a válcem na  $1 \cdot 10^{-3}$  m, touto velmi malou spárou unikalo malé množství plynu a zároveň centrovalo píst ve válci.

První zkapařovač s expanzní turbínou sestrojil Kapica v roce 1934. Důležité je, že když dochází k izoentropické expanzi plynu s konáním vnější práce, dojde k ochlazení plynu vždy a nezáleží na vstupním tlaku ani teplotě [3].



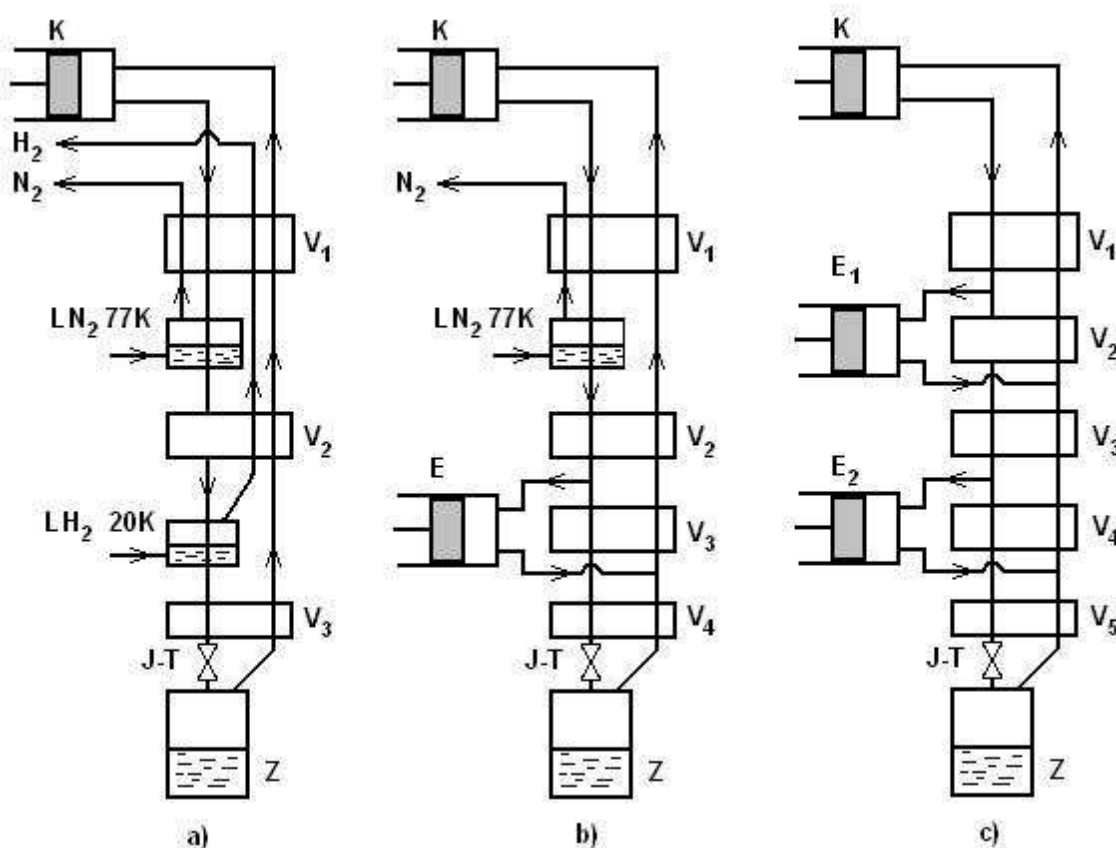
Obrázek 10 TCF 20 [6]

## 7. Chladicí zařízení pro zkapaňování hélia

Protože hélium má velice nízkou inverzní teplotu ( $\approx 40\text{ K}$ ), nelze využít škrcení plynu na J-T ventilu přímo, ale je nutné, aby byl plyn nejdříve ochlazen pod inverzní teplotu. U kontinuálních zkapaňovačů se tedy setkáváme s několika variantami uspořádání výměníku a expandéru. Poslední část ochlazení je v těchto cyklech vždy realizována J-T ventilem, který je blízkosti kritické teploty hélia přibližně stejně účinný

jako expandér, ale je technicky méně náročný. Zpravidla je hélium předchlazováno pomocí dusíku a následně vodíkem.

Na obrázku 11 jsou tři varianty, jak lze konstruovat zkapařovač hélia. Zařízení na obrázku 11 a) ochlazuje hélium pomocí tří výměníků a dvou předchlazovacích lázní kryogenních kapalin. Hélium je stlačeno v kompresoru  $K$  a přechází do prvního výměníku  $V_1$ , kde je snížena teplota po stlačení pomocí páry vzniklé z lázně  $LN_2$ . Dále pokračuje proud přes lázeň  $LN_2$  do druhého výměníku  $V_2$ , kde je využito chladu pár z lázně  $LH_2$ , dále pak opět proud prochází přes lázeň  $LH_2$ . V posledním výměníku  $V_3$  je hélium ochlazeno pod inverzní teplotu vratným proudem par ze zásobníku kapalného hélia. Před zásobníkem je Joule-Thomsonův ventil (J-T) za kterým hélium částečně kapalní.



Obrázek 11 Schéma tři variant zkapařovače hélia [5]

Prvním zkapařovačem hélia v ČSSR (1962) byl zkapařovač, který využíval předchlazení vodíkem a dusíkem a neměl v nízké teplotní oblasti žádné pohyblivé části. Kapalným vodíkem byl získáván z vnějšího zdroje, tudíž takovéto zařízení bylo nutné vybavit také zkapařovačem vodíku, což je energeticky, finančně a technicky náročnější [5].

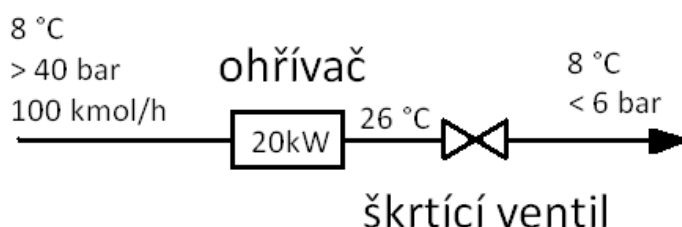
Na obrázku 11 b) je zařízení, které využívá expandér  $E$  místo lázně  $LH_2$ , tudíž inverzní teploty je dosaženo právě v expandéru. Takové zařízení ve své době vyráběla firma Ferox Děčín pod označením ZHR-9 s produkcí asi 10 l/hod  $LHe$  [5].

Třetí varianta, na obrázku 11 c), je bez předchlazování cizími médii a dosažení dostatečně nízké teploty je způsobenou expanzí v expandérech  $E$ . Podkročením

inverzní teploty v posledním výměníku je dále možno využít J-T ventilu pro zkapalnění hélia. Toto zařízení bylo také produkováno u nás firmou Ferox Děčín. Jejich zařízení mělo produkci až 70 l/hod  $LHe$  [5].

## 8. Malý zdroj LNG

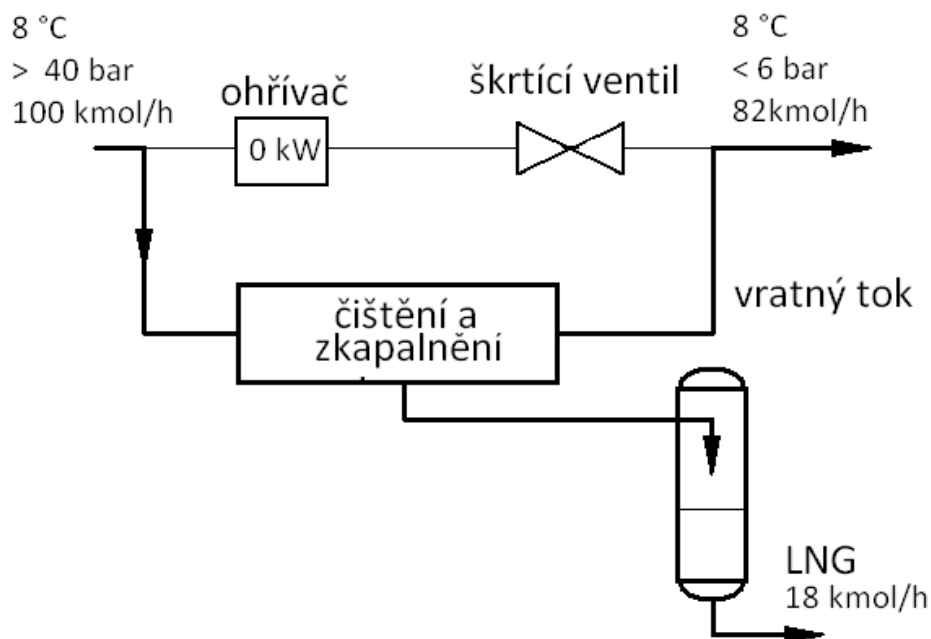
Se vzrůstající spotřebou zemního plynu vzrůstá i objem dovozu. Jsou budovány další plynovody z blízkých zdrojů, dále je plyn dopravován zkapalněný na velkou vzdálenost ze zdrojů, odkud není možné vést plynovod. Tento postup je používán pro dopravu velkého objemu zemního plynu. Profesor Hanse Quack (Technische Universität Dresden, Německo) vytvořil návrh malého zdroje kapalného zemního plynu, který je připojený na plynovod. Toto zařízení lze použít pro výrobu LNG pro účely například tankování LNG do dopravních prostředků nebo pro možnost dopravy na místa, kde je potřeba zemní plyn, ale zároveň zde není možnost odběru z plynovodu.



Obrázek 12 Redukční stanice plynu

Toto zařízení je určeno pro instalaci v uzlovém bodě plynovodu, kde se nachází redukční stanice (obrázek 8). Ta by byla o jeho zdroj doplněna (obrázek 9) a byla by tak využita část tlakového spádu pro získání LNG. V redukční stanici je nutné zemní plyn před redukcí tlaku ohřát, aby nedošlo k mrznutí jeho složek. Pro tento účel je spotřebována část zemního plynu pro spalování. Při průtoku 2240 m<sup>3</sup>/h je tepelný výkon pro předehřev asi 20 kW.

V zařízení prof. Quacka je zemní plyn nejen zkapalňován, ale je zároveň čištěn od nežádoucích příměsí (etan, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> a další), které mohou působit problémy při výchozí spotřebě nebo už v průběhu zkapalnění. Dusík obsažený v zemním plynu je obtížněji zkapalnitelný a proto nežádoucí. Etan působí potíže při spalování zemního plynu ve spalovacích motorech, zároveň se odpařuje později než metan a tudíž by mohlo docházet k jeho hromadění v nádrži, proto je nutné snížit jeho obsah na požadovanou mez. Po procesu zkapalnění je plyn skladován v kryogenní nádrži a dále distribuován, kryogenní nádrž je konstruována odpovídajícím tlaku při teplotě 118 K, což jsou dva bary.

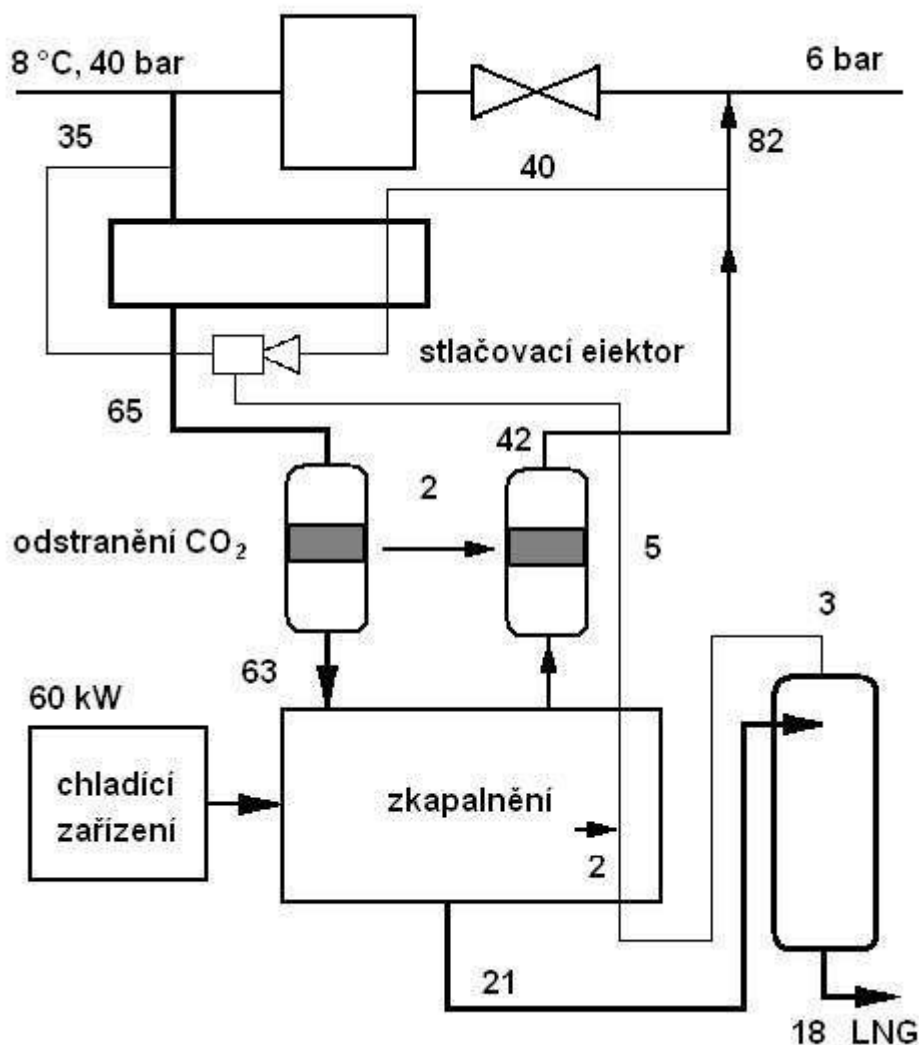


Obrázek 13 Návrh malého zdroje LNG

Proud zemního plynu vstupuje do zkapalňovače (obrázek 14) při tlaku 40 bar, teplotě 8 °C a průtoku 100 kmol/h. Do bloku, kde dochází ke zkapalnění, jde proud 65 kmol/h, zbylý plyn (35 kmol/h) je využit pro předchlazení. Před zkapalněním se sníží objem CO<sub>2</sub>, k tomu je využito adsorpčního procesu *TPSA – Temperature and pressure swing adsorption*. Jde o tlakově a teplotně proměnný proces adsorpce. Ke snížení obsahu další složek dochází v dalším bloku, kde dochází zároveň ke zkapalnění. Zpětný proud ze zkapalňovače slouží k regeneraci adsorbéru. LNG je produkován při tlaku 6 bar, dále je zredukován na tlak 2 bar a je skladován v kryogenní nádrži. Odpar z nádrže je stále hluboce podchlazený a je veden zpět do zkapalňovacího bloku, kde pomůže ochlazení, dále vede do stlačovacího ejektoru a je opět stlačen na tlak 6 bar. Chlad potřebný pro zkapalnění plynu je produkován zpětným proudem a kaskádním chladicím zařízením o příkonu cca 60 kW<sub>e</sub>. Chladicí zařízení se skládá ze tří smyček, v první je využito propanu, v další CO<sub>2</sub> a v poslední, která ochlazuje zemní plyn, je etylen. Poslední smyčka je rozdělena na dva stupně, v prvním se etylen odpařuje při teplotě 215 K a v druhé při teplotě 189 K. Chladicí zařízení ochladí zemní plyn na teplotu přibližně 190,5 K.

Tabulka 3 Parametry vstupního a výstupního produktu

	Vstup	Produkt LNG
Průtok	100 kmol/h	18 kmol/h
Tlak	>40 bar	2 bar <sub>a</sub> (tlaková nádrž)
Teplota	281 K (8 °C)	118,5 K (-154,5 °C)

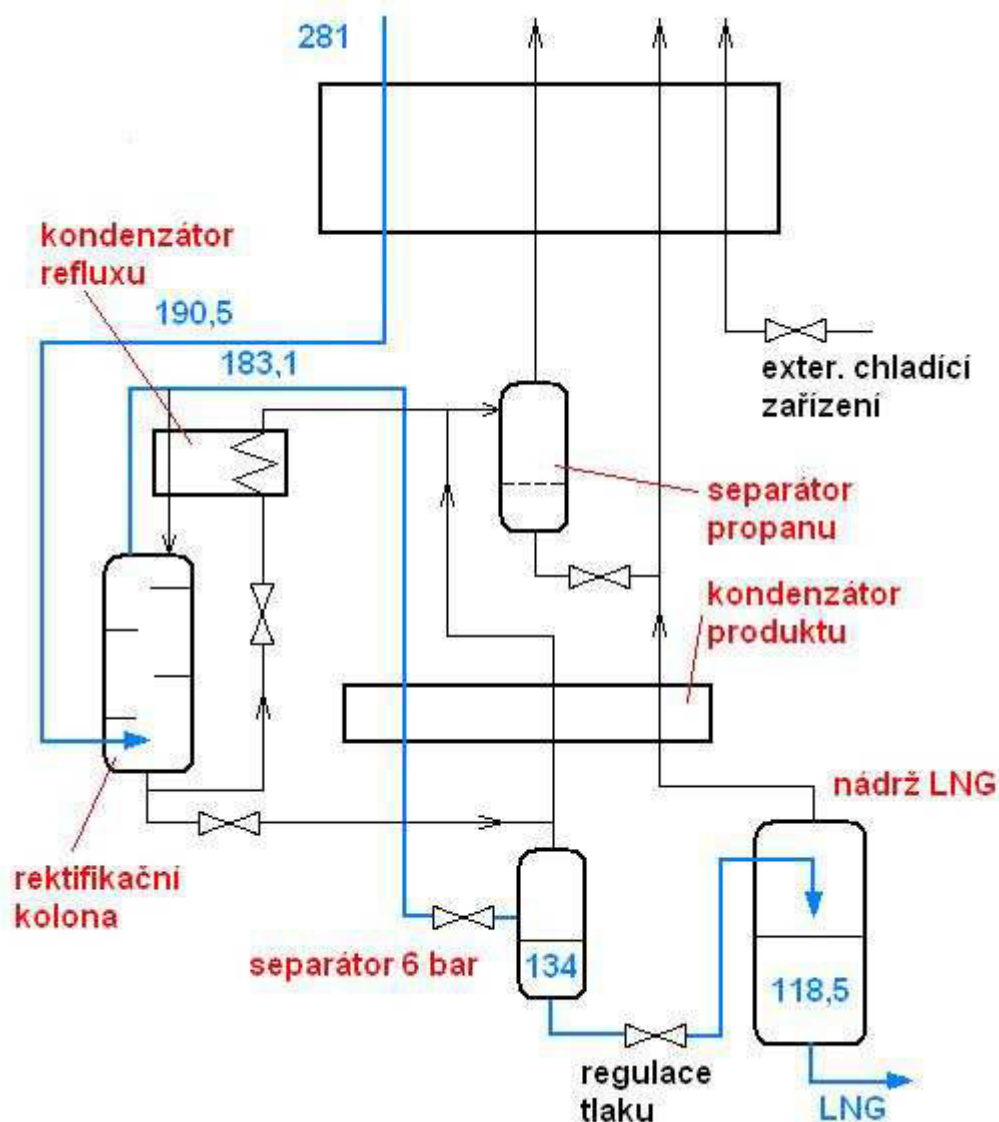


Obrázek 14 Blokové schéma zařízení, čísla označují průtok v kmol/h

Na obrázku č. 15 je znázorněno zkapalňovací zařízení, modrá čára znázorňuje postup plynu přes celé zařízení od vstupu až po hotový produkt LNG. Plyn vstupující do prvního výměníku je ochlazen z 281 K na 190,5 K vratnými proudy a chladem produkovaným externím chladicím zařízením. Zde se již tvoří dvoufázová směs, která pokračuje do rektifikační kolony, kde ke dnu klesá kapalina a vzhůru stoupá pára, která má nízký obsah etanu a vyšších uhlovodíků. Pára dále pokračuje do kondenzátoru produktu, ve kterém se ochladí a dojde zároveň ke kondenzaci. Před separátorem dojde k redukci tlaku na 6 bar. Snížením tlaku dojde k uvolnění plynu, uvolněný plyn obsahuje většinu dusíku. Kapalina je dále přepouštěna do nádrže LNG, před vypuštěním do nádrže dochází opět k redukci tlaku pouze na 2 bar. Při tomto snížení dojde opět k uvolnění par, které obsahují další dusík a tím je čištění od dusíku ještě účinnější.

Kapalina vystupující z rektifikační kolony je bohatá na etan, využívá se na chlazení kondenzátoru produktu a kondenzátoru reflexu. Chlad je získán redukcí tlaku na 6 bar. Za kondenzátory jsou proudy stále bohaté na propan a vyšší uhlovodíky, proto se uhlovodíky odloučí v separátoru propanu. Protože kapalinu z rektifikační kolony je možno použít pro chlazení kondenzátoru reflexu i

kondenzátoru produktu, bylo nutné najít optimální rozložení těchto proudů, které určují chladicí výkon jednotlivých kondenzátorů. Právě chladicí výkon kondenzátorů má vliv na složení výsledného produktu. Zároveň má velký vliv stavba rektifikační kolony, která podle počtu pater také ovlivňuje složení produktu - velmi výrazně snižuje objem etanu v LNG.



Obrázek 15 Schéma zkapaňování a čištění

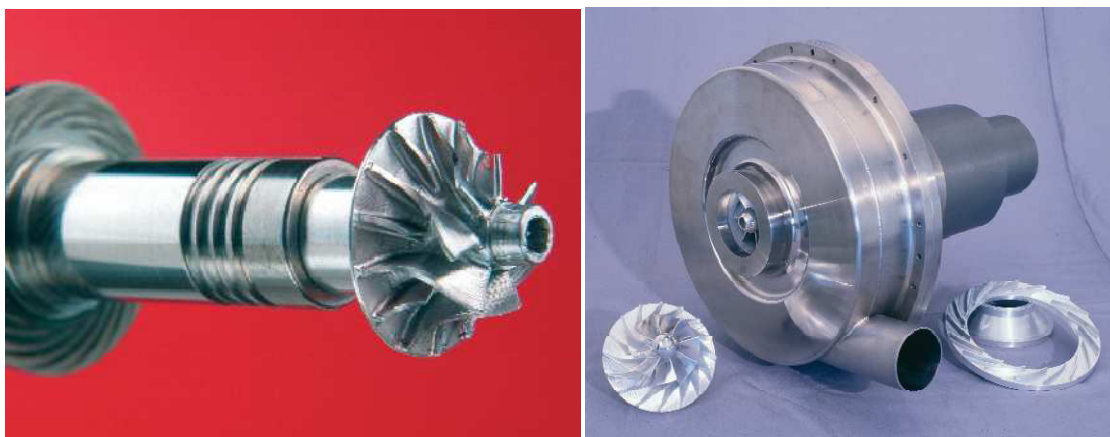
## 9. Kryogenika v ČR

V České republice byla první zkapaňovací jednotka vyráběna v závodě v Děčíně ve firmě Ferox. Tento zkapaňovač využíval kombinovaného cyklu s expandérem a J – T ventilem. Jednotka s vyšší zkapaňovacím výkonem (70 l/h LHe) byla označována ZRH – 50. ZRH – 50 měla dva expandéry a řadu výměníků pro předchlazení (LN<sub>2</sub>) a na konci je expanzní ventil. Dokázala zpracovávat He o pokojové teplotě, ovšem pro zvýšení výkonu bylo využito předchlazování. V současné době se v závodě stále produkují zkapaňovací stroje a jejich



příslušenství, skladovací nádrže a přepravní nádrže na LNG pro nákladní automobily a tankery. V Současné době se jedná o firmu Chart Ferox a.s.

Dalším současným zástupcem na našem trhu je PBS Velká Bíteš a.s., která produkuje expanzní turbíny pro zkapařovače hélia a dalších plynů. Tyto turbíny pracují v oblastech teplot velice blízkých k absolutní nule. Např. řada HEXT dovoluje vstupní teplotu 10 – 100 K. Přičemž výkon se pohybuje mezi 50 W až 10 kW při průtoku 15 – 300 kg/hod. Pracovní otáčky jsou až 350 000/min. Pro udržení mazání a otáčení je využito plynových ložisek a v současné době i magnetických ložisek. Průměr turbíny se pohybuje od 12 mm do 30 mm. Vyrábí také turbokompresory pro stlačování. U nich je průměr kola 76,7 a 75,8 mm a kompresním poměrem 3,70 a 2,16 [7].

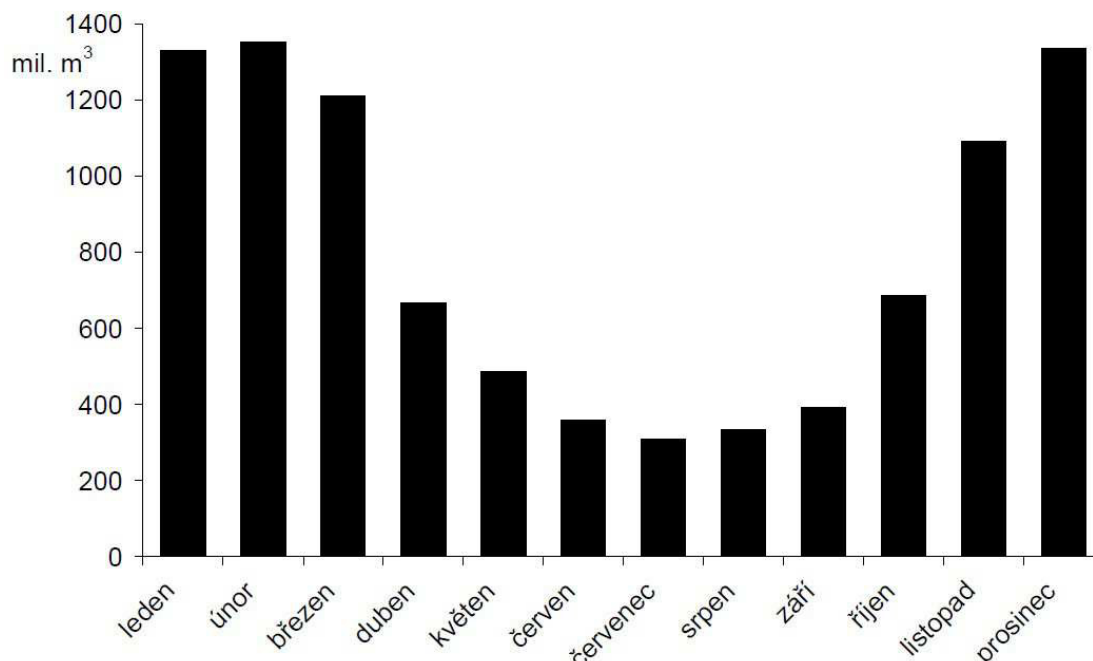


Obrázek 16 Expanzní turbína HEXT a turbokompresor HCCU [7]

## 10. Zemní plyn, jeho spotřeba

Zemní plyn je cenná energetická a chemická surovina, zároveň je významným zdrojem energie. Téměř veškerý zemní plyn, který se u nás spotřebovává je dovážen ze zahraničí. Zemní plyn je dopravován soustavou tranzitních plynovodu z Ruska a Norska přes Německo. Celkový dovoz zemního plynu do České republiky dosáhl v roce 2005 objemu 9358 mil m<sup>3</sup>. Dalším zdrojem zemního plynu u nás je těžba v ložiscích na Moravě a Slezsku. Místní dodávky činily v roce 2005 60,8 mil. m<sup>3</sup>, toto množství netvoří ani 1 % celkové spotřeby plynu [9].

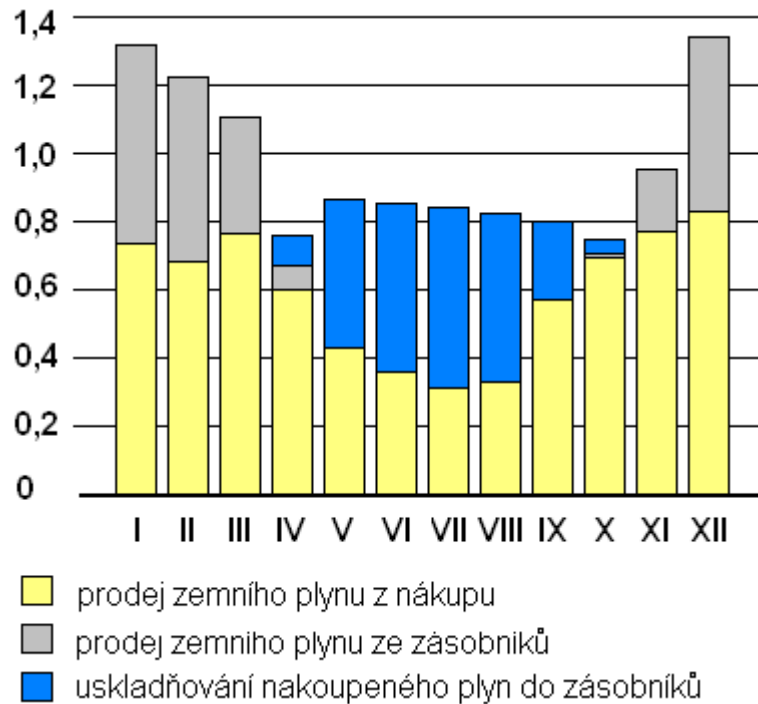
Odběr zemního plynu není v průběhu dne ani roku konstantní. Charakter spotřeby je ovlivněn průmyslovým odběrem a civilní spotřebou především pro potřebu vytápění. Průběh spotřeby je znázorněn na obrázku č. 17.



Obrázek 17 Měsíční spotřeba zemního plynu v roce 2005

Protože zemní plyn s postupem času zastává větší podíl na vytápění, zvětšuje se i rozdíl mezi spotřebou v letních a zimních měsících. Sílící podíl otopového využití plynu tak způsobuje zvýšení závislosti spotřeby na klimatických podmínkách. Což vede k dalšímu zvýšení nerovnoměrnosti spotřeby a zatěžování plynovodu. Důvodem pro zvýšení rovnoměrnosti je dosažení hospodárnějšího provozu plynovodu. Plynovody jsou velmi dlouhé a po celé trase je nutné stále provádět kontroly a měření. Nestabilní provoz negativně přispívá k možným poruchám a tím k vytváření dodávkových nejistot. S tímto souvisí pokrývání odběrových špiček. Tyto špičky byly v minulosti pokrývány plynojemy, ovšem s dnešním nárůstem otopové složky by tyto plynojemy bylo nutné budovat velice hustě a velkých objemů. Dalším dřívějším řešením bylo přizpůsobení dodávky spotřebě. Toto řešení se týkalo zásobování svítiplynem, který byl vyráběn v městských plynárnách a jejich výkon bylo možné v určitém rozsahu regulovat. V dnešní době, kdy je prakticky každý dům připojen na rozvod plynu je toto řešení nemyslitelné, zároveň by docházelo k dalšímu zvyšování nerovnoměrnosti odběru [9].

Jako nejvhodnější a nejrozšířenější řešení vyrovnaní sezónní spotřeby je jeho skladování v období nižší spotřeby. V případě České republiky, kde drtivou většinu spotřeby pokrývá dovoz plynu, je potřeba skladovat asi 20-25% celkové spotřeby za rok.



Obrázek 18 Měsíční spotřeba a zásobování ZP [10]

### 10.1. Skladování zemního plynu

Skladovaný plyn lze uchovávat několika způsoby:

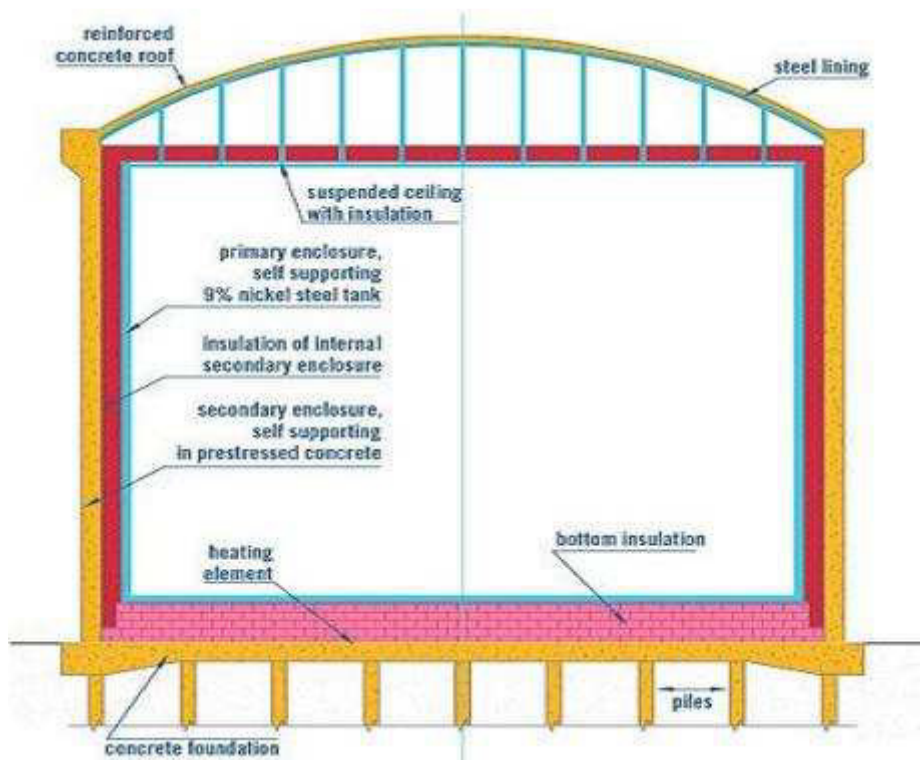
- Skladování zemního plynu v plynné formě
  - suché plynojemy
  - podzemní zásobníky kavernové
  - podzemní zásobníky v porézních strukturách
  - využití akumulace v tranzitním plynovodu
- Skladování zemního plynu ve zkapalněné formě
  - kryogenní skladování
  - rozpouštění v rozpouštědle (propan, butan)
- Skladování zemního plynu v chemicky transformované formě
  - metanol

Podzemní uskladnění plynu v kavernových zásobnících lze využít pro vyrovnávání odběrových špiček díky rychlému reverznímu chodu (vtlačování – těžba) zařízení. Kaverny byly původně vytvářeny pro skladování zkapalněných uhlovodíkových plynů (LPG). Ideální kaverna musí být vytvořena v solném ložisku, solná struktura je zcela nepropustná pro skladovaný plyn. Kaverna je vytvořena vrtem do solné struktury a následným vtlačováním vody do vrtu. Vzniklá solanka je odčerpávána. Kaverny ve skalních masivech jsou tvořeny chodbami a těsnými proláklami, které dříve byli důlním dílem, nebo byly pro tento záměr vytvořeny.

Skladování v porézních strukturách je závislá na několika geologických aspektech. Skladovací vrstva musí být propustná pro skladovaný plyn, tato vrstva musí být překryta dostatečně tlustou vrstvou struktury, která je pro plyn nepropustná. Takovéto zásobníky jsou většinou postaveny na místě starých ložisek zemního plynu nebo ropy.

Akumulace plynu v distribuční síti lze využít pouze pro krátkodobé pokrývání odběrových špiček. Plynárenská síť je velice rozsáhlá a objemná, jedná se v podstatě o velkou tlakovou nádobu. Zvyšováním tlaku lze akumulovat určité množství plynu, ale primárně je soustava postavena pro přepravu plynu.

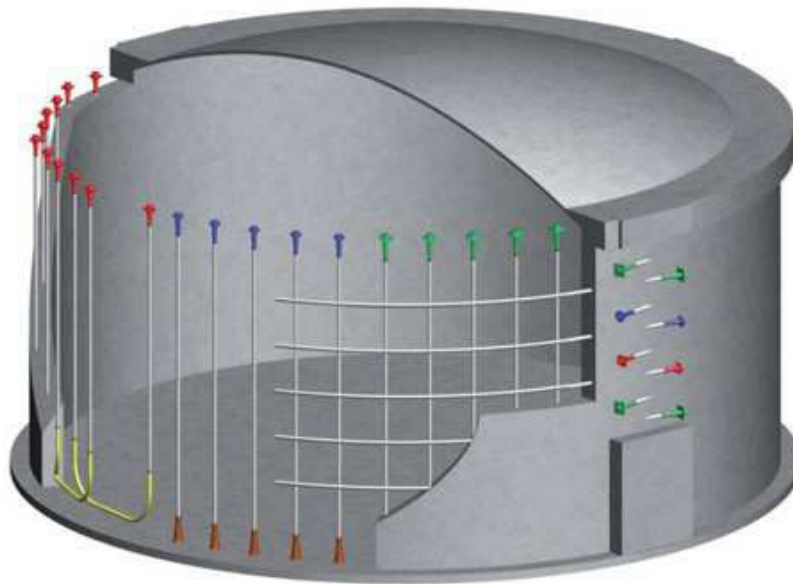
Kryogenní skladování je založeno na zkapaňné formě plynu. Zemní plyn je z 98 % tvořen molekulou metanu. Metan je za normálních podmínek permanentní plyn. Zkapalnit jej lze až při teplotě přibližně  $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $113,15\text{ K}$ ). Tento způsob skladování se jeví jako velice výhodný z důvodu snížení objemu plynu až na  $1/600$ . Zároveň je kladným faktorem snížení tlaku skladovaného plynu, které se projeví daleko nižšími náklady na vybudování tlakové nádoby pro zkapaňný plyn. Aby plyn byl stále tekutý a nedocházelo k jeho odpařování, je nutné stále udržovat teplotu kapaliny pod teplotou varu ( $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$  –  $111,15\text{ K}$ ) [8]. Z těchto důvodů jsou skladovací nádrže velmi dobře tepelně izolované. Jedním ze způsobů je dvouplášťová nádoba s vakuem mezi pláštěmi, tento druh se využívá u menších objemů láhví pro transport.



Obrázek 19 LNG nádrž [8]

U větších zásobníků s vodním objemem  $150\,000$  až  $200\,000\text{ m}^3$  [8] mají primární-vnitřní nádobu z oceli legovanou niklem a hliníkem z důvodu kontaktu stěny s extrémě nízkou teplotou kapalného plynu. Sekundární obálka je tvořena předepjatým betonem, je tvořena tak aby vydržela klimatické namáhání a zároveň obstála i při možné havárii primární obálky. Prostor mezi obálkami je vyplněn

tepelnou izolací. Vlivem sdílení tepla s okolím se kapalný plyn odpařuje a v nádrži dochází k zvyšování tlaku, které je nežádoucí. Tlaková špička je snižována odpouštěním odpařeného plynu a jímáním pro další použití [8].



Obrázek 20 LNG nádrž - předpínací lana[8]

V České republice je několik podzemních zásobníků plynu (PZP). Využívá se metoda skladování v porézní struktuře a kavernový způsob [9].

- PZP Lobodice: první zásobník v České republice, původně využíván pro skladování svítiplynu (1965-1990), od roku 1990 došlo ke konverzi na zemní plyn. Skladovací kapacita 110 mil m<sup>3</sup> [9].
- PZP Tvrdonice: na jižní Moravě blízko Břeclavi, provozován na bývalém ložisku ropy a zemního plynu [9].
- PZP Štramberk: okres Nový Jičín, bývalé ložisko zemního plynu Příbor-jih, objeveno při uhelném průzkumu, postupně odtěženo [9].
- PZP Třanovice: severní Morava, blízko Českého Těšína, původně ložisko zemního plynu, zásobník se skládá ze čtyř samostatných částí: Nové pole, Západní pole, Čočky, Staré pole. Výstavba začala v roce 1994 a v současnosti je využívána kapacita Nového pole, Západního pole a Čočky [9].
- PZP Dolní Dunajovice: blízko Mikulova, největší zásobník plynu v ČR, kapacita 700 mil m<sup>3</sup>, zásobník je vybudován na ložisku zemního plynu, v současné době jsou prováděny sondy pro zvětšení jeho kapacity [9].
- PZP Háje: kavernový zásobník vybudovaný z uranového dolu v roce 1991, v provozu od r. 1998, nachází se 70 km od Prahy u Příbrami, budován pro pokrytí odběrových špiček Prahy a přilehlého kraje, kapacita 60 mil m<sup>3</sup> [9].



## 10.2. Přeprava zemního plynu

Zemní plyn lze dopravovat na větší vzdálenosti plynovody nebo ve zkapalněné formě. Právě přeprava je nejnáročnější v celém řetězci cesty zemního plynu od ložiska až k odběrateli.

- Potrubní přeprava – po celé Evropě je hustá síť dálkových plynovodů. Ve velmi vysokotlakém potrubí může přetlak dosahovat až 10 MPa a jeho průměr být i přes jeden metr (v ČR je téměř 400 km o průměru 1400 mm) [10]. Evropa je zásobována plynovody, které jsou položeny na mořském dně a vedou z ložisek v Severním moři a Africe.
- Přeprava tankery – přeprava stlačeného nebo zkapalněného plynu (CNG a LNG) se využívá pro přepravu na větší vzdálenosti. Plyn se stlačí nebo zkapalní v terminálu na pobřeží a přečerpá na dálkové tankery. Takto upravený plyn putuje do Evropy z Austrálie, Alžíru nebo Nigérie. V cílovém přístavišti se přečerpá do zásobníků a postupně odpařuje a dodává do plynovodní sítě.



Obrázek 21 Tanker LNG a plynovod [8]

## 11. Návrh oběžného kola expandéru pro zkapalnění metanu

Pro návrh turbíny je důležité znát základní parametry, podle kterých pak celý výpočet pokračuje. Jedním z nejdůležitějších je množství protékajícího média. Množství plynu a entalpický spád pak určují výkon zařízení. Dále je důležité znát tlakový spád, který se na turbíně zpracovává.

V této části práce bylo nutné provést úvahu nad tím, jakým způsobem plyn zkapalnit a provést tak volbu druhu zařízení a základních parametrů, které pak určily směr vývoje výpočtů.

Pro zvyšující se poptávku po zemním plynu, byl pro zkapalnění vybrán metan. Vzhledem k jeho většinovému zastoupení lze říci, že návrh turbíny se příliš neliší od návrhu turbíny pro zkapalňování zemního plynu jako směsi. Volba metanu se stala výhodou v získávání termodynamických dat, která jsou snadněji získatelná než pro směs plynů, které se v oblasti nízkých teplot chovají rozdílně a tím se mění jejich termodynamická data nezávisle na sobě. Například dusík je obtížněji zkapalnitelný, etan naopak může až zamrznout. Data odečtena z diagramů [viz přílohy] jsou pro metan. Zároveň je nutné hodnoty brát orientačně pro určitou nepřesnost odečtení, ikdyž se autor snažil odečítat data pečlivě a svědomitě.

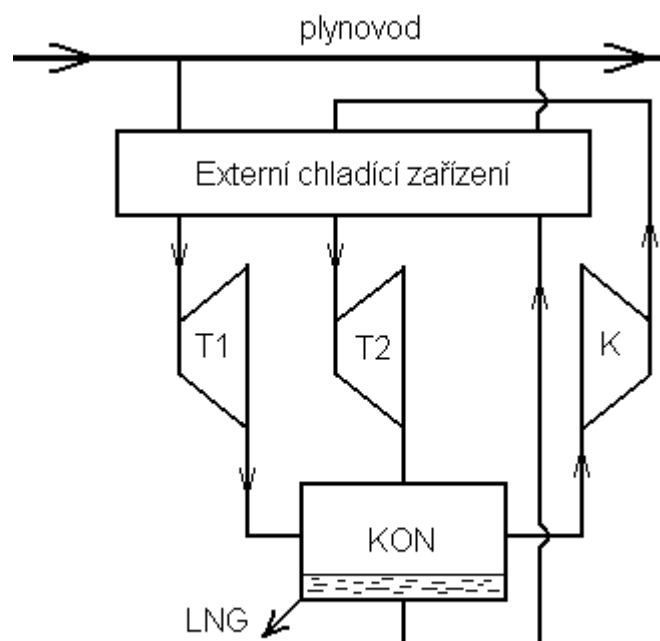
Při rozboru procesu zkapalnění bylo brána na zřetel co nejnížší energetická náročnost celého oběhu a zároveň technická proveditelnost ve výrobě. Z předešlé rešerše o návrhu malého zdroje LNG od prof. Quacka z Německa [viz. kap. 8] bylo

převzato několik postřehů a využito k realizaci oběhu. Jedním z důležitých zařízení, které se v profesorově návrhu vyskytuje, je externí chladicí zařízení, které je využito i v tomto návrhu.

### 11.1. První návrh zkapalňovacího zařízení – dva expandéry

Jako první bylo stanoveno množství kapalného produktu a skladovací tlak v nádrži,  $\dot{m}_{LCH_4} = 100 \text{ kg/hod}$ ;  $p_{sklad} = 2,5 \text{ bar}$ . Z těchto hodnot vycházel další návrh cyklu.

Návrhy v této práci jsou koncipovány jako malé zdroje kapalného zemního plynu. Jsou připojeny na velmi vysokotlaký plynovod, s očekávaným tlakem 50 bar. Právě hodnota tlaku předem určuje místo zařízení, a to v místě redukční stanice, či uzlového bodu před místo, kde je plynovod znovu natlakován. V první návrhu je pro zkapalnění využito kondenzátoru (KON). Chlad pro zkapalnění nízkotlakého proudu (2,5 bar), který vytváří druhá turbína (T2) v oběhu, je využit nízkotlaký proud (1 bar) za první turbínou (T1) s teplotu okolo  $-160 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Proud z první turbíny je znovu stlačen v kompresoru (K) s odhadovanou účinností 80 % na tlak 35 bar. Zahřátý proud je veden do externího chladicího zařízení (C), které ho vychladí na  $-28 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Vychlazený proud vstupuje do T2 a teplota je zde snížena na  $-132 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Dále metan pokračuje do kondenzátoru, kde je ochlazen na výslednou teplotu  $-149 \text{ }^{\circ}\text{C}$  a zkapalňuje. Plyn, který nezkondenzuje je veden do výměníku tepla, kde předá chlad do vstupujícího plynu z plynovodu. Nakonec je veden zpět do plynovodu. Do první turbíny vstupuje plyn z externího chladicího zařízení o tlaku 50 bar se sníženou teplotou  $-11 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

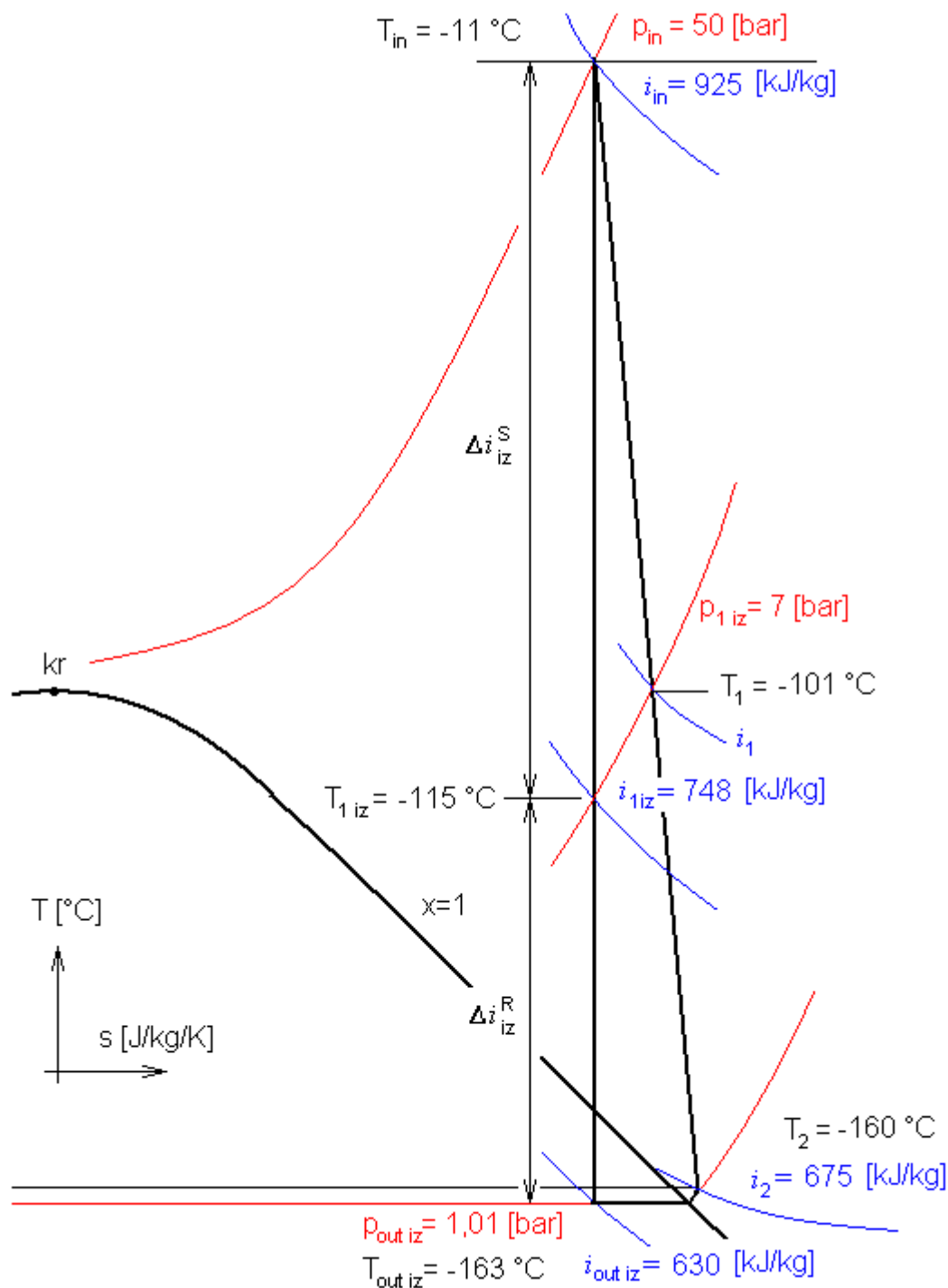


Obrázek 22 Schéma prvního návrhu zkapalňovacího cyklu

Výsledný kapalný produkt má teplotu  $-149 \text{ }^{\circ}\text{C}$  a tlak 2,5 bar. Je tedy nutno využít pro skladování kryogenní nádrže pro udržení teploty. Tato nádrž není tak náročná na dimenzování tlaku, jako v případě kdy teplota kapaliny je stejná jako

okolí. Výhodou je také, že kondenzátor nemusí být konstruován na dva výrazně rozdílné tlaky.

Při výpočtu bylo uvažováno, že celé potrubí je ideálně izolované od okolí, že nedochází k žádným hydraulickým ani pneumatickým ztrátám. Kinetická energie proudu přicházejícího z plynovodu je zanedbatelná oproti energii zpracovávané v turbínách.

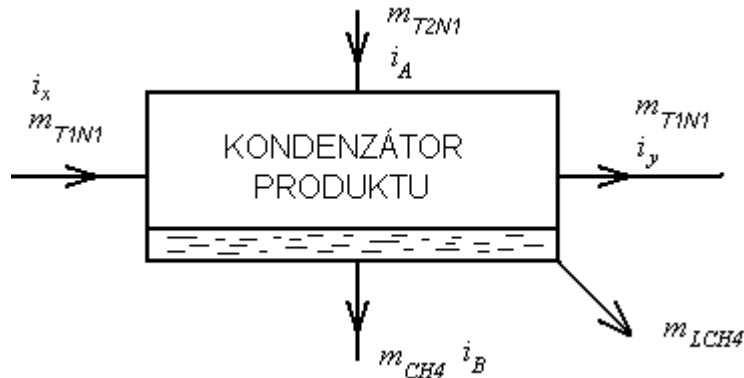


Obrázek 23 T-s diagram - expanze v T1



Prozkoumáním termodynamických vlastností metanu (viz. Přílohy; T-s, p-h a h-s diagram R50 – metan) byla zvolena expanze v první turbíně, jak je znázorněno na obrázku 23.

Průtok turbínou T1 byl zvolen  $\dot{m}_{T1} = 1 \text{ kg/s}$ , průtok turbínou T2 bylo nutné vypočítat, vzhledem ke zvolenému množství produktu  $\dot{m}_{LCH_4} = 100 \text{ kg/hod} = 0,02778 \text{ kg/s}$ . Byl proveden výpočet tepelného výměníku s určeným množstvím kondenzátu. Bilance průtoků a entalpií na vstupech a výstupech je na obrázku 25 a 26. Bylo nutné určit kolik plynu musí vstoupit do turbíny, aby bylo možné získat dostatečné množství kapalného produktu.



Obrázek 24 Schéma kondenzátoru

Teplo předané látkami ve výměníku se musí rovnat, jak popisuje rovnice (1), kterou lze upravit až do tvaru rovnice (3). Protože neznámou je množství plynu, které se ochladí je z rovnice (3) získán vztah pro výpočet jeho množství rov. (4). Množství plynu a kapalného produktu pak udává průtok  $\dot{m}_{T2}$  turbínou T2.

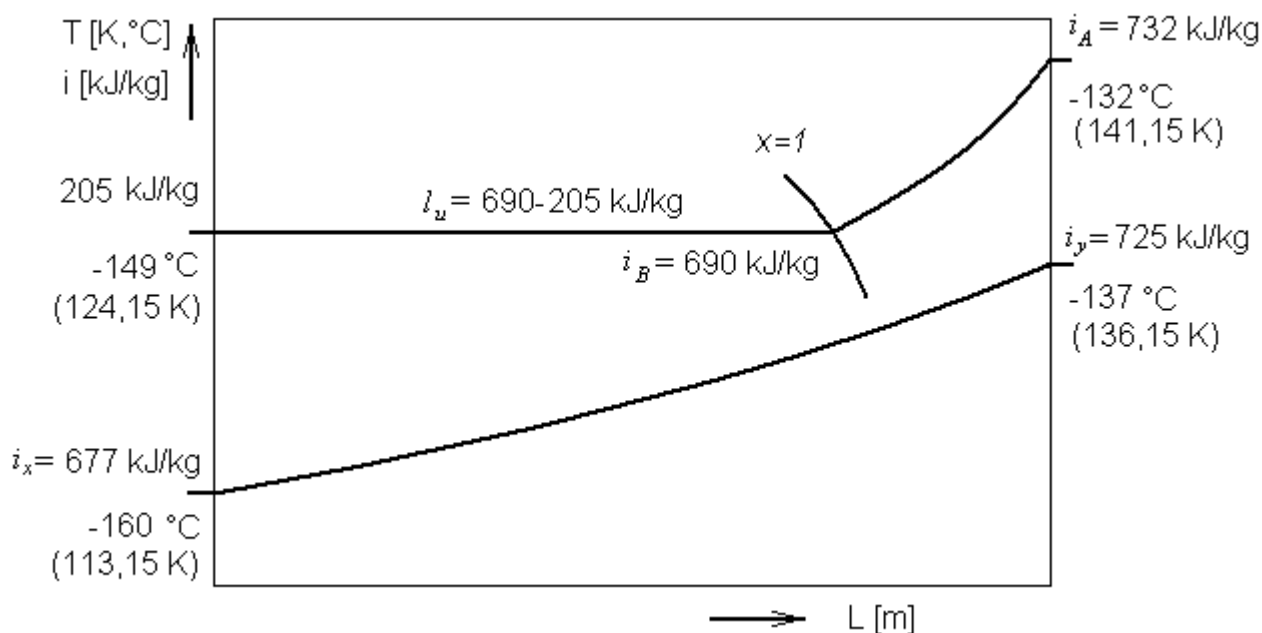
$$Q_I = Q_{II} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{T1N1} \cdot (i_y - i_x) = \dot{m}_{T2N1} \cdot (i_\beta - i_\alpha) \quad (2)$$

$$\dot{m}_{T1N1} \cdot (i_y - i_x) = \dot{m}_{LCH_4} \cdot (l_u) + \dot{m}_{CH_4} \cdot (i_A - i_B) \quad (3)$$

$$\dot{m}_{CH_4} = \frac{\dot{m}_{T1N1} \cdot (i_y - i_x) - \dot{m}_{LCH_4} \cdot (l_u)}{(i_A - i_B)} = \frac{1 \cdot (728 - 675) - 0,02778 \cdot (692 - 208)}{(732 - 692)} = 1,003 \text{ kg/s} \quad (4)$$

$$\dot{m}_{T2N1} = \dot{m}_{CH_4} + \dot{m}_{LCH_4} = 1,045 + 0,02778 = 0,975 \quad (5)$$



Obrázek 25 Průběh teplot v kondenzátoru

## 11.2. Obecný postup výpočtu, jeho popis a rovnice

Obecné rovnice pro výpočet turbíny T1 a T2 jsou v této kapitole 11.2. a jsou společné i pro druhý návrh [viz. kapitola 11.3.]. Rovnice jsou očíslovány a za kapitolou výpočtu následuje tabulka výsledků. Jednotlivé výsledky mají u sebe odkaz na rovnici, ze které byly vypočteny. Při výpočtu bylo čerpáno ze zdrojů [11],[14],[15] a [16].

Další značení turbín dále v práci je následovné:

TxNx – kde písmeno x označuje pořadí turbíny v cyklu a písmeno y označuje číslo návrhu.

Odhad a zvolené veličiny turbíny T1N1:

$\eta_{odhad} = 0,84$  odhad izoentropické účinnosti turbíny T1N1

$m_{T1N1} = 1 \text{ kg/s}$  průtok turbínou T1N1

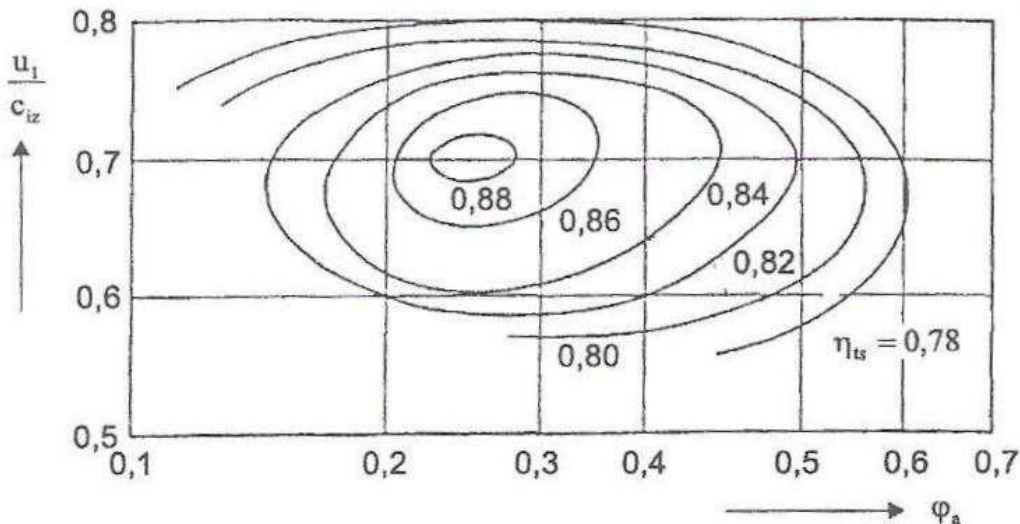
$\psi = 0,93$  rychlostní součinitel rotoru, volí se z rozmezí 0 – 1

$\varphi = 0,93$  rychlostní součinitel statoru, volí se z rozmezí 0 – 1

Stupeň kinetické reakce je definován jako poměr zpracovaného spádu v rotoru proti celkovému spádu stupně. Stupeň reakce je vždy  $\rho_k > 0$  - část tepelného spádu se spotřebuje na překonání odstředivých sil. Předpokladem je, že se proud v kole nebude zpomalovat. Odstředivé síly však způsobí, že relativní rychlost na výstupu z kola je menší, zároveň je menší i zakřivení proudu. Menší zakřivení proudu způsobuje zmenšení energetických ztrát v rotoru [11, str 231].

$$\rho_k = \frac{l_{iz}^R}{l_{iz}^{st}} = 0,4 \quad \text{stupeň reakce}$$

$x = \frac{u_1}{c_{iz}} = 0,63$  rychlostní poměr byl vybrán na základě odhadované účinnosti a odhadovaného poměru  $\varphi_{2a} = \frac{c_{2a}}{u_1} \approx 0,35$  dle obrázku 26  $\eta_{odhad} = 0,84$ .



Obrázek 26 Závislost  $\left(\frac{u_1}{c_{iz}}\right)$  a  $\varphi_{2a}$  [11, str. 232]

$\gamma = \frac{l_1}{d_1} \geq 0,02 \Rightarrow \gamma = 0,03$  poměr výšky lopatky rotoru na vstupu  $l_1$  a vstupního průměru rotoru  $D_1$ . Hodnota  $\gamma = 0,03$  byla vybrána po konzultaci s vedoucím práce.

Vstupní hodnoty:

$i_{in} = i_0 = 925 \text{ kJ/kg}$  vstupní entalpie v bodě 0 [viz. příloha I, II a III]

$T_{in} = T_0 = 262,15 \text{ K}$  vstupní teplota v bodě 0 [viz. příloha I, II a III]

$v_0 = 0,021 \text{ m}^3/\text{kg}$  měrný objem v bodě 0 [viz. příloha I, II a III]

$p_0 = 50 \text{ bar}$  tlak na vstupu v bodě 0 [viz. příloha I, II a III]

Výstupní hodnoty

$i_{out\ iz} = i_{2iz} = 630 \text{ kJ/kg}$  výstupní entalpie v bodě 2iz [viz. příloha I, II a III]

$T_{out\ iz} = T_{2iz} = 110,15 \text{ K}$  izoentropická výstupní teplota v bodě 2iz [viz. příloha I, II a III]

$p_{out\ iz} = p_2 = 1,01325 \text{ bar}$  tlak na vstupu v bodě 2 [viz. příloha I, II a III]

Termodynamický výpočet:

$$\eta_{iz}^T = \frac{i_0 - i_2}{i_0 - i_{2iz}} \quad \text{izoentropická účinnost} \quad (6)$$

Úpravou rovnice (6) a odhadem účinnosti turbíny bylo možné získat rovnici pro výpočet odhadované entalpie v bodě 2

$$i_{2 \text{ odhad}} = i_0 - \eta_{\text{odhad}} \cdot (i_0 - i_{2iz}) \quad \text{odhadovaná entalpie v bodě 2} \quad (7)$$

$$v_2 = 0,537 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \text{měrný objem v bodě 2 [viz. příloha I,II a III]}$$

$$T_2 = 113,15 \text{ K} \quad \text{výstupní teplota v bodě 2 [viz. příloha I,II a III]}$$

$$\Delta i_{iz}^{ST} = i_{in} - i_{out \text{ iz}} \quad \text{izentropický entalpický spád stupně} \quad (8)$$

Výpočet vstupních rozměrů a rychlostí:

$$c_{iz} = \sqrt{2000 \cdot \Delta i_{iz}^{ST}} \quad \text{Rychlost dosažitelná při izentropické expanzi, která je dána entalpickým spádem na stupeň} \quad (9)$$

Pomocí návrhového součinitele  $x$ , byla vypočtena unášivá rychlost  $u_1$

$$u_1 = x \cdot c_{iz} \quad \text{unášivá rychlost na vstupu do rotoru} \quad (10)$$

Využitím kinetického stupně reakce bylo možné rozdělit entalpický spád na část zpracovanou v rotoru a statoru

$$\Delta i_{iz}^R = I_{iz}^{ST} \cdot \rho_k \quad \text{izentropický entalpický spád daný stupněm reakce} \quad (11)$$

$$\Delta i_{iz}^S = I_{iz}^{ST} \cdot (1 - \rho_k) \quad \text{izentropický entalpický spád daný stupněm reakce} \quad (12)$$

Výpočet vstupních rozměrů a rychlostí:

$$\alpha_1 = 15^\circ \quad \text{úhel vstupujícího proudu do kola, volen z rozmezí 15 – 27^\circ} \\ [11, \text{ str. 152}]$$

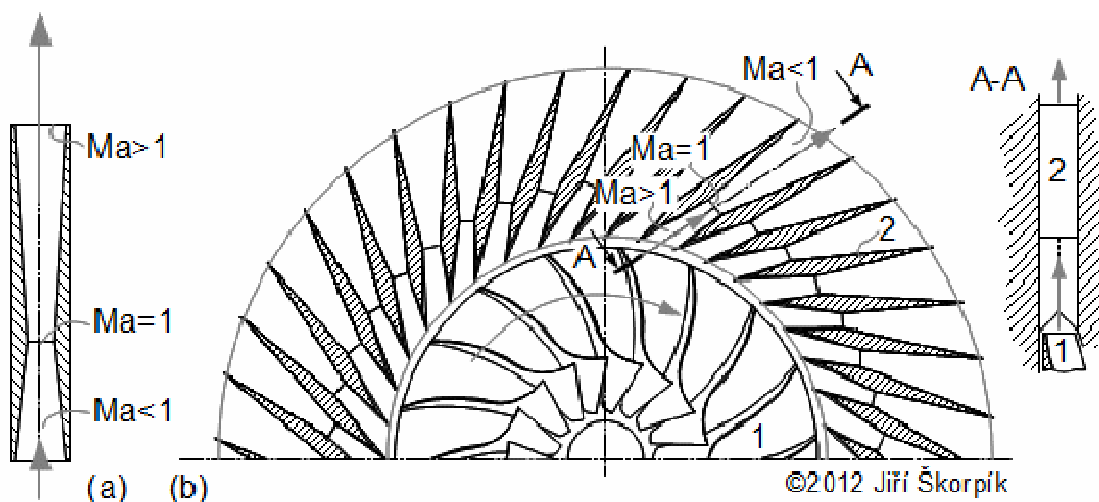
$$c_{1iz} = \sqrt{2000 \cdot I_{iz}^S} \quad \text{izentropická rychlost na vstupu do kola} \quad (13)$$

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi \quad \text{skutečná rychlost na vstupu do kola} \quad (14)$$

$$Ma_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_1}} \quad \text{kde } T_1 = 178,15 \text{ K} \quad (15)$$

$$Ma_{c1} = \frac{523,66}{\sqrt{1,31 \cdot 518,36 \cdot 143,15}} = 1,59$$

Protože v kanále dochází k nadzvukovému proudění, které má vliv na tvar kanálu, je nutné kanál rozvaděče upravit ve tvaru Lavalovi dýzy. Protože na vstupu do kanálu se plyn nepohybuje nadzvukovou rychlostí, kanál se zužuje. Při dosažení kritického poměru  $Ma=1$ , přesáhne proud rychlost zvuku a od toho místa se musí kanál rozšiřovat.



Obrázek 27 Příklad vlivu vstupní rychlosti na funkci kanálu proměnlivého průřezu [14]

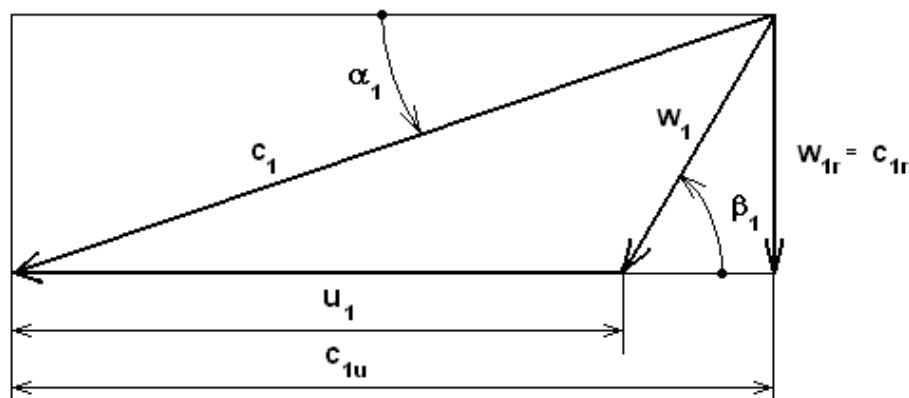
$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad \text{unášivá složka absolutní rychlosti} \quad (16)$$

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad \text{složka absolutní rychlosti v radiálním směru} \quad (17)$$

$$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + (c_{1u} - u_1)^2} \quad \text{relativní rychlost na vstupu do rotoru} \quad (18)$$

Z vypočtených rychlostí byl určen úhel  $\beta_1$ , tím byl doplněn rychlostní trojúhelník

$$\beta_1 = \arccos \left( \frac{c_{1u} - u_1}{w_1} \right) \quad \text{úhel relativní rychlosti proudu} \quad (19)$$



Obrázek 28 Vstupní rychlostní trojúhelník

$$Ma_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{r \cdot \kappa \cdot T_1}} < 1 \Rightarrow Ma_{w1} = 0,44 \quad \text{kontrola překročení kritické rychlosti} \quad (20)$$

$$m_{T1N1} = A_1 \cdot w_1 \cdot \rho_1 \quad \text{hmotnostní průtok na vstupu do rotoru} \quad (21)$$

Úpravou rovnice (21) je možné vypočítat průtočnou plochu na vnějším průměru

$$A_1 = \frac{m_{T1N1}}{w_1 \cdot \rho_1} \quad \text{průtoková plocha na vstupu do kola} \quad (22)$$

Zároveň také platit:

$$b_1 = \gamma \cdot D_1 = \frac{l_1}{D_1} \cdot D_1 \quad (23)$$

$$A_1 = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 = \pi \cdot D_1^2 \cdot \frac{l_1}{D_1} \quad (24)$$

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n_{T1} \quad \text{unášivá rychlost na vnějším průměru} \quad (25)$$

Postupnou úpravou rovnic (23),(24) a (25) mohla být nalezena rovnice pro výpočet otáček rotoru.

$$n_{T1} = \frac{u_1}{\pi \cdot \sqrt{\frac{A_1}{\pi \cdot \frac{l_1}{D_1}}}} \quad \text{otáčky hřídele rotoru} \quad (26)$$

Z rovnice (25) byla získána rovnice pro výpočet průměru na vstupu

$$D_1 = \frac{u_1}{\pi \cdot n_{T1}} \quad \text{vnější průměr kola} \quad (27)$$

Dosazením do rovnice (23) byla vypočtena šířka kanálu (výška lopatky) na vstupu

$$b_1 = \frac{l_1}{D_1} \cdot D_1 \quad \text{výška lopatky na vstupu do kola} \quad (28)$$

Výpočet výstupních rozměrů a rychlostí:

-vycházel jsem z doporučeného poměru vstupního průměru kola a meridiálního průměru na výstupu

$$\left(\frac{d_{2m}}{d_1}\right) = 0,53 \sim 0,67 \quad [11, \text{ str 225}]$$

$$D_{2m} = D_1 \cdot \left(\frac{d_{2m}}{d_1}\right) \quad \text{meridiální průměr kola, } \left(\frac{d_{2m}}{d_1}\right) = 0,58 \quad (29)$$

dále byla využita rovnice kontinuity, ve smyslu, že hmotnostní tok je v celém kanále konstantní [viz rovnice č. 21].

$$m_{T1N1} = w_1 \cdot \rho_1 \cdot A_1 = w_2 \cdot \rho_2 \cdot A_2 \quad (30)$$

Průtočná plocha na výstupu z rotoru má tvar mezikruží

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{2o}^2 - d_{2i}^2) \quad (31)$$

Také platí rovnice kontinuity

$$A_2 = \frac{m_{T1N1}}{w_2 \cdot \rho_2} \quad \text{průtočná plocha na výstupu} \quad (32)$$

unášivá rychlost na výstupu je určena otáčkami a meridiální průměrem kola

$$u_2 = \pi \cdot D_{2m} \cdot n_{T1} \quad (33)$$

Relativní rychlost lze určit z energetické bilance kinetických energií a zbývajících entalpického spádu na rotor.

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + (2000 \cdot I_{iz}^{ST} \cdot \rho_k) + u_2^2 - u_1^2} \quad \text{relativní rychlost na výstupu} \quad (34)$$

$$\beta_2 = 30^\circ \quad \text{výstupní úhel lopatky}$$

Rozložením relativní rychlosti do základních směrů získáme její složky, které lze vypočítat pomocí výstupního úhlu lopatky.

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad \text{unášivá složka absolutní rychlosti} \quad (35)$$

$$w_{2m} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad \text{složka relativní rychlosti v meridiálním směru} \quad (36)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru pak lze vypočítat z rovnice (37) podobně jako u relativní rychlosti  $w_1$ .

$$c_2 = \sqrt{w_{2m}^2 + (u_2 - w_{2u})^2} \quad (37)$$

Kontrola výstupních rychlostí na překročení Machova čísla

$$Ma_{w2} = \frac{w_2}{\sqrt{r \cdot \kappa \cdot T_2}} < 1 \Rightarrow Ma_{w2} = 1,15 \quad \text{kontrola překročení kritické rychlosti} \quad (38)$$

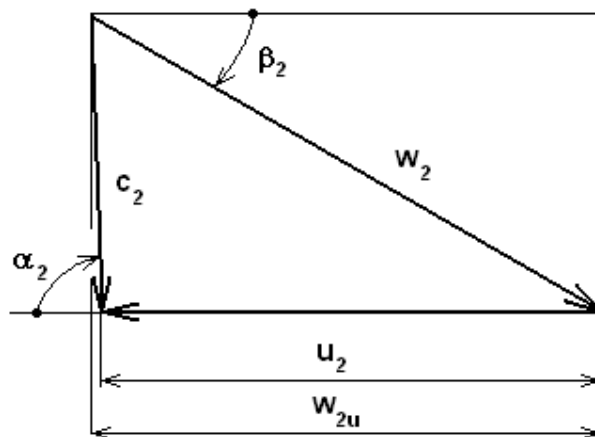
Relativní rychlost na výstupu je nadzvuková, ale tvar lopatkového kanálu má tvar konfuzoru, takže nedojde k zahlcení kanálu.

$$Ma_{c2} = \frac{c_2}{\sqrt{r \cdot \kappa \cdot T_2}} < 1 \Rightarrow Ma_{c2} = 0,58 \quad \text{kontrola překročení kritické rychlosti} \quad (39)$$

$$\frac{w_2}{w_1} \quad \text{kontrola poměru relativních rychlostí} \quad (40)$$

Z výstupního rychlostního trojúhelníku byla získána rovnice pro výpočet výstupního úhlu proudu z rotoru.

$$\alpha_2 = \arccos \left( \frac{u_2 - w_{2u}}{c_2} \right) \quad \text{výstupní úhel proudu} \quad (41)$$



Obrázek 29 Výstupní rychlostní trojúhelník

Po výpočtu úhlu  $\alpha_2$  bylo možné stanovit velikost unášivé složky absolutní rychlosti  $c_{2u} = c_2 \cdot \cos(\pi - \alpha_2)$  Unášivá složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru (42)

Ztráty:

K výpočtu energetických ztrát bylo využito návrhových součinitelů, které charakterizují vypočtené lopatkování.

$$z_s = (1 - \rho_k) \cdot (1 - \varphi^2) \quad \text{ztráta ve statoru} \quad (43)$$

$$z_r = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 \cdot \frac{(1 - \psi^2)}{I_{iz}^{ST}} \quad \text{ztráta v rotoru} \quad (44)$$

$$z_{c2} = \frac{c_2^2}{2000 \cdot I_{iz}^{ST}} \quad \text{ztráta výstupní rychlostí} \quad (45)$$

Kontrola účinnosti turbíny:

$$\eta_{ko} = 1 - z_s - z_r - z_{c2} = 1 - 0,081 - 0,0342 - 0,0438 = 0,8408 = 84.08 \% \quad (46)$$

V původním návrhu byla odhadnuta účinnost  $\eta_{iz}^T = 0,84$ . Termodynamickým výpočtem a výpočtem rychlostních trojúhelníků byla provedena kontrola odhadu. Vypočtená účinnost  $\eta_{ko}$  je přibližně stejná, odhad je tedy správný.

Z vypočítané účinnosti  $\eta_{ko}$  jsem určil skutečnou entalpii plynu na výstupu z rotoru.

$$i_2 = i_0 - \eta_{ko} \cdot (i_0 - i_{2iz}) \quad \text{Skutečná entalpie metanu na výstupu z rotoru} \quad (47)$$



Volba rozměrů kola na výstupu a pevnostní výpočty související s turbínou T1N1:

Pevnostní výpočet hřídele:

$$P_{odhad} = \eta_{odhad} \cdot \dot{m}_{T1} \cdot (i_{in} - i_{out}) \quad (48)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{16}} \leq \tau_{dk} \quad (49)$$

kde  $M_k$  je krouticí moment na hřídeli

$$M_k = \frac{P_{odhad}}{2 \cdot \pi \cdot n_{T1}} = \frac{247800}{2 \cdot \pi \cdot 1249,86} = 31,553 \text{ Nm} \quad (50)$$

$$\Rightarrow d_{h \min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 31,553}{\pi \cdot 110}} = 11,347 \text{ mm} \quad (51)$$

$\tau_{dk} = 110 \text{ MPa}$  dovolený krouticí moment ve statickém zatížení pro hřídele turbočerpadel, ventilátorů, turbokompresorů a turbín (materiál: 12 060). Průměr hřídel byl zvolen s dostatečnou rezervou  $d_h = 30 \text{ mm}$ .

- Z pevnostního výpočtu hřídele na krut byl zjištěn minimální průměr hřídele oběžného kola  $d_{h \min}$ , z toho byl určen vnitřní průměr rotoru  $d_{2i}$ . Vnitřní průměr  $D_{2i} = 43,91 \text{ mm}$ , dále jsem vypočítal  $D_{2o} = 63,67 \text{ mm}$ .

$$A'_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{2o}^2 - D_{2i}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,04391^2 - 0,06367^2) = 0,001669 \text{ m}^2 \quad (52)$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}_{T1N1}}{w_2 \cdot \rho_2} = 0,001668 \text{ m}^2 \quad (32)$$

$A_2 \approx A'_2$  plocha vypočtena z rovnice kontinuity a ze zvolených rozměrů

Vzhledem k velmi malé odchylce výsledných průtočných ploch, bylo usouzeno, že jsou rozměry zvoleny správně.

$$l_2 = \frac{D_{2o}}{2} - \frac{D_{2i}}{2} \quad \text{Výška lopatky na výstupu z rotoru} \quad (53)$$

Pevnostní výpočet pera na otláčení:

-Dále bylo nutné provést výpočet pera na otláčení, tento výpočet určil celkovou axiální délku oběžného kola  $l_{ax}$ . Dovolené napětí na otláčení u materiálu pera je  $p_d = 100 \text{ MPa}$

$$p = \frac{F}{l \cdot t} \leq p_d \quad (54)$$

$$l_{p \min} = \frac{\frac{M_k}{r_h}}{t \cdot p_d} = \frac{\frac{31,55}{15}}{4,1 \cdot 100} = 5,131 \text{ mm} \quad \text{minimální výpočtová délka pera} \quad (55)$$

- Minimální délka pera je dle strojních tabulek  $20 \text{ mm}$ . Větší délka pera zaručí zvýšení bezpečnosti při provozu a zvýšení životnosti pera.

Rozměry pera:  $b = 8 \text{ mm}$ ;  $h = 7 \text{ mm}$ ;  $t = 4,1 \text{ mm}$ ;  $l = 20 \text{ mm}$

- Axiální délka turbíny je  $l_{ax} = 22 \text{ mm}$

$$a_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot \cos \beta_1}{z} \quad \text{vír v mezilopatkovém kanálu [11, str. 227 a 228]} \quad (56)$$

$$a_r = \frac{0,367 \cdot \beta}{\pi} \cdot \frac{D_1}{b_1} \cdot \frac{u_1}{c_{1r}} \cdot u_1^2 \quad \text{ztráta ventilací mezi zadní stranou oběžného kola a skříní} \quad (57)$$

Kde součinitel  $\beta=3,5 \sim 4$  [11, str. 229]

Tabulka 4 Výsledky výpočtu první turbíny (T1N1) v prvním návrhu zkapalňovacího zařízení:

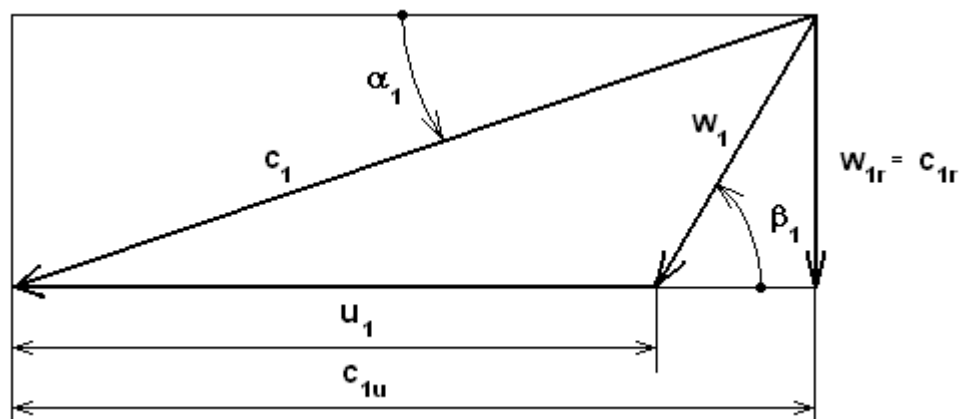
popis	značka	jednotka	výsledek	další jednotky	číslo rovnic
Hmotnostní tok	$\dot{m}_{T1N1}$	[kg/s]	1		
Teplota na vstupu	$t_{in}$	[K]	262,15	-11	
Tlak na vstupu	$p_{in}$	[Pa]	5000000		
Teplota na výstupu	$t_{out \text{ iz}}$	[K]	110,15	-163	
Tlak na výstupu	$p_{out}$	[Pa]	101325		
Entalpie na vstupu	$i_{in}$	[kJ/kg]	925		
Izoentrop. Entalpie výstupu	$i_{out \text{ iz}}$	[kJ/kg]	630		
Entropie beze ztrát	$s_{in}$	[J/kg/K]	4750		
ODHAD VÝKONU					
Odhadovaná účinnost	$\eta_{odhad}$	[-]	0,84		
Výkon odhad	$P_{odhad}$	[kW]	247,8		(48)
Entalpie výstupního proudu z odhadované účinnosti	$i_{2 \text{ odhad}}$	[kJ/kg]	677,2		(7)
Rychlostní poměr	$x$	[-]	0,63		
Obvodová rychlost na vnějším průměru	$u_1$	[m/s]	483,9		(10)
Stupeň reakce	$p_k$	[-]	0,4		
Izoentropická rychlost stupně	$c_{iz}$	[m/s]	768,1		(9)
Izoentropický tepelný spád stupně	$\Delta i_{iz}^{st}$	[kJ/kg]	295		(8)
Izoentropický tepelný spád statoru	$I_{iz}^s$	[kJ/kg]	177		(11)
Izeotopický tepelný spád rotoru	$I_{iz}^R$	[kJ/kg]	118		(12)
VSTUPNÍ RYCHLOSTNÍ TROJÚHLENÍK					
Výstupní úhel absolutní rychlosti ze statoru	$\alpha_1$	[rad]	0,262	15 °	
Rychlostní součinitel statoru	$\Phi$	[-]	0,93		
Rychlostní součinitel rotoru	$\Psi$	[-]	0,915		
Počet lopatek	$z$		18		
Teoretická absolutní rych. Na výstupu z dýzy	$c_{1iz}$	[m/s]	594,98		(13)
Skutečná absolutní rych. Na výstupu z dýzy	$c_1$	[m/s]	553,32		(14)
Obvodová složka absolutní rychlosti	$c_{1u}$	[m/s]	534,48		(11)
Radiální složka rychlosti absolutní rychlosti a relativní rychlosti	$c_{1r} = w_{1r}$	[m/s]	143,20		(12)

Měrný objem v bodě 1	$v_1$	[m <sup>3</sup> /kg]	0,205		
Měrná hmotnost v bodě 1	$\rho_1$	[kg/m <sup>3</sup> ]	4,88		
Plynová konstanta pro metan	$r$	[J/kg/K]	518,36		
Teplota v bodě 1	$T_1$	[K]	172,15	-101 °C	
Poissonova konstanta	$\kappa$	[-]	1,31		
Machovo číslo relativní rychlosti v bodě 1	$Ma_{w1}$	[-]	0,443		(20)
Machovo číslo absolutní rychlosti v bodě 1	$Ma_{c1}$	[-]	1,61		(15)
Efektivní vstupní úhel proudu média do rotoru se skluzem	$\beta_1$	[rad]	1,232	70,54 °C	(19)
Efektivní relativní rychlost na vstupu do rotoru (se skluzem)	$w_1$	[m/s]	151,88		(18)
Průtočná plocha vstupu do rotoru	$A_1$	[m <sup>2</sup> ]	0,001431		(22)
Poměr výšky lopatky a vnějšího průměru	$\gamma$	[-]	0,03		
Otáčky rotoru	$n_{T1}$	[1/s]	1249,86	74992,35 1/min	(26)
Vnější průměru rotoru	$D_1$	[m]	0,09429	94,29 mm	(27)
Výška lopatky na vstupu do kola	$b_1$	[m]	0,00283	2,83 mm	(28)
<b>VÝSTUPNÍ RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍK</b>					
Poměr průměrů oběžného kola	$(D_{2m}/D_1)$	(0,53-0,67)	0,58		
Meridiální průměr rotoru na výstupu (střední)	$D_{2m}$	[m]	0,05469	54,69 mm	(29)
Průtočná plocha výstupu do rotoru	$A_2$	[m <sup>2</sup> ]	0,00167		(32)
Unášivá rychlost rotoru na výstupu	$u_2$	[m/s]	280,67		(33)
Relativní rychlost na výstupu	$w_2$	[m/s]	321,98		(34)
Výstupní úhel lopatky	$\beta_2$	[rad]	0,5236	30°	
Meridiální složka relativní rychlosti na výstupu	$w_{2m}$	[m/s]	160,99		(36)
Složka relativní rychlosti na výstupu z kola v unášivém směru	$w_{2u}$	[m/s]	278,84		(35)
Absolutní rychlost na výstupu z rotoru	$c_2$	[m/s]	161		(37)
Machovo číslo pro relativní rychlost na výstupu	$Ma_{w2}$	[-]	1,162		(38)
Machovo číslo pro absolutní rychlost na výstupu	$Ma_{c2}$	[-]	0,58		(39)
Měrný objem v bodě 2	$v_2$	[m <sup>3</sup> /kg]	0,537		
Měrná hmotnost v bodě 2	$\rho_2$	[kg/m <sup>3</sup> ]	1,862		
Plynová konstanta	$r$	[J/kg/K]	518,36		
Teplota na výstupu	$T_2$		142,2 113,15	-160 °C	
Poissonova konstanta	$\kappa$	[-]	1,31		
Ztráta ve statoru	$z_s$	[-]	0,0811	8,11 %	(43)
Ztráta v rotoru	$z_r$	[-]	0,0342	3,42 %	(44)
Výstupní úhel absolutní rychlosti	$\alpha_2$	[rad]	1,56	89,34 °	(41)
Unášivá složka absolutní rychlosti	$c_{2u}$	[m/s]	-1,83		(42)
Poměr relativních rychlostí	$w_2/w_1$	[-]	2,12		(40)

Ztráta výstupní rychlostí	$z_{c2}$	[-]	0,0438	4,38 %	(45)
Vypočtená účinnost turbíny se ztrátou	$\eta_{ko}$	[-]	0,841	84,1 %	(46)
<b>VOLBA VÝSTUPNÍCH ROZMĚRŮ OBĚŽNÉHO KOLA</b>					
Poměr průměrů oběžného kola	$(D_{2m}/D_1)$	[-]	0,58		
Meridiální průměr kola na výstupu	$D_{2m}$	[m]	0,07148	71,48 mm	(29)
Průtočná plocha výstupu do rotoru	$A_2$	[m <sup>2</sup> ]	0,001668		(32)
Vnitřní průměr kola (kanálu)	$D_{2i}$	[m]	0,04391	43,91 mm	
Vnější průměr rotoru (na konci lopatky)	$D_{2o}$	[m]	0,06367	63,67 mm	
Výška kanálu	$l_2$	[m]	0,009877	9,877 mm	(53)
Plocha průtočného kanálu z rozměrů na výstupu z rotoru	$A_2'$	[m <sup>2</sup> ]	0,001666		(52)
Součinitel pro výpočet ventilačních ztrát	$\beta$	[-]	3,5		
Ventilační ztráta mezi stěnou a zadní stěnou disku	$a_r$	[J]	9705,64	9,705 kJ	(57)
Skutečná entalpie na výstupu z rotoru	$i_2$	[kJ/kg]	676,95		(36)
Průtokový součinitel	$\Phi_{2a}$	[-]	0,331096355		
Účinnost odečtena z nomogramu [11, str. 232]	$\eta_{naleze no}$	[-]	0,845	84,5 %	
Krouticí moment na hřídeli rotoru	$M_k$	[Nm]	24,141		(50)
Minimální průměr hřídele (zatížení kroutícím momentem)	$d_{h min}$	[m]	0,01037	10,37 mm	(51)
Minimální délka pera (zatížení otláčením)	$l_{p min}$	[m]	0,00393	3,93 mm	(55)
Vír v mezilopátkovém kanálu	$a_1$	[m]	0,00548	5,48 mm	(56)

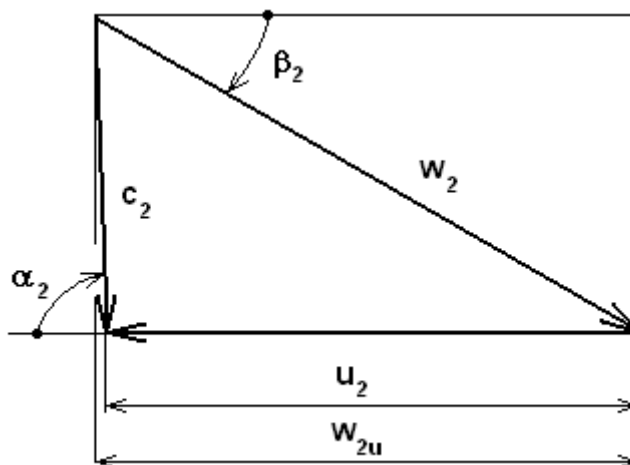
Nadzvukové proudění může působit obtíže při detailním výpočtu lopatkování a zároveň negativně ovlivňovat charakteristiky turbíny. Chod turbíny by mohl být vlivem nadzvukového proudění do jisté míry nerovnoměrný právě při přecházení nerovnovážných stavu, které se dějí při přechodu mezi podzvukovým a nadzvukovým prouděním.

Vysoká účinnost turbíny lze přisoudit úhlu  $\alpha_2$ , který charakterizuje chování média v turbíně a úzce souvisí se ztrátami. Pokud uhel  $\alpha_2 \rightarrow 90^\circ$  účinnost stupně roste.



Obrázek 30 Vstupní rychlostní trojúhelník

Úhel relativní rychlosti proudu je  $\beta_1 = 70,55^\circ$ , vstupní úhel absolutní rychlosti je  $\alpha_1 = 15^\circ$



Obrázek 31 Výstupní rychlostní trojúhelník

Úhel relativní rychlosti proudu je  $\beta_2 = 30^\circ$ , vstupní úhel absolutní rychlosti je  $\alpha_2 = 88,9^\circ$

### Návrh turbíny T2N1:

Výpočet turbíny T2 byl proveden podle stejných rovnic jako u turbíny T1, proto následuje již jen volba návrhových součinitelů, výčet stavových veličin v důležitých bodech a T-s diagram pro expanzi v turbíně T2.

Odhad a zvolené veličiny turbíny T2N1:

$\eta_{odhad} = 0,80$  odhad izoentropické účinnosti turbíny T2N1

$m_{T2N1} = 1,004 \text{ kg/s}$  průtok turbínou T2N1

$\psi = 0,92$  rychlostní součinitel rotoru, volí se z rozmezí 0 – 1

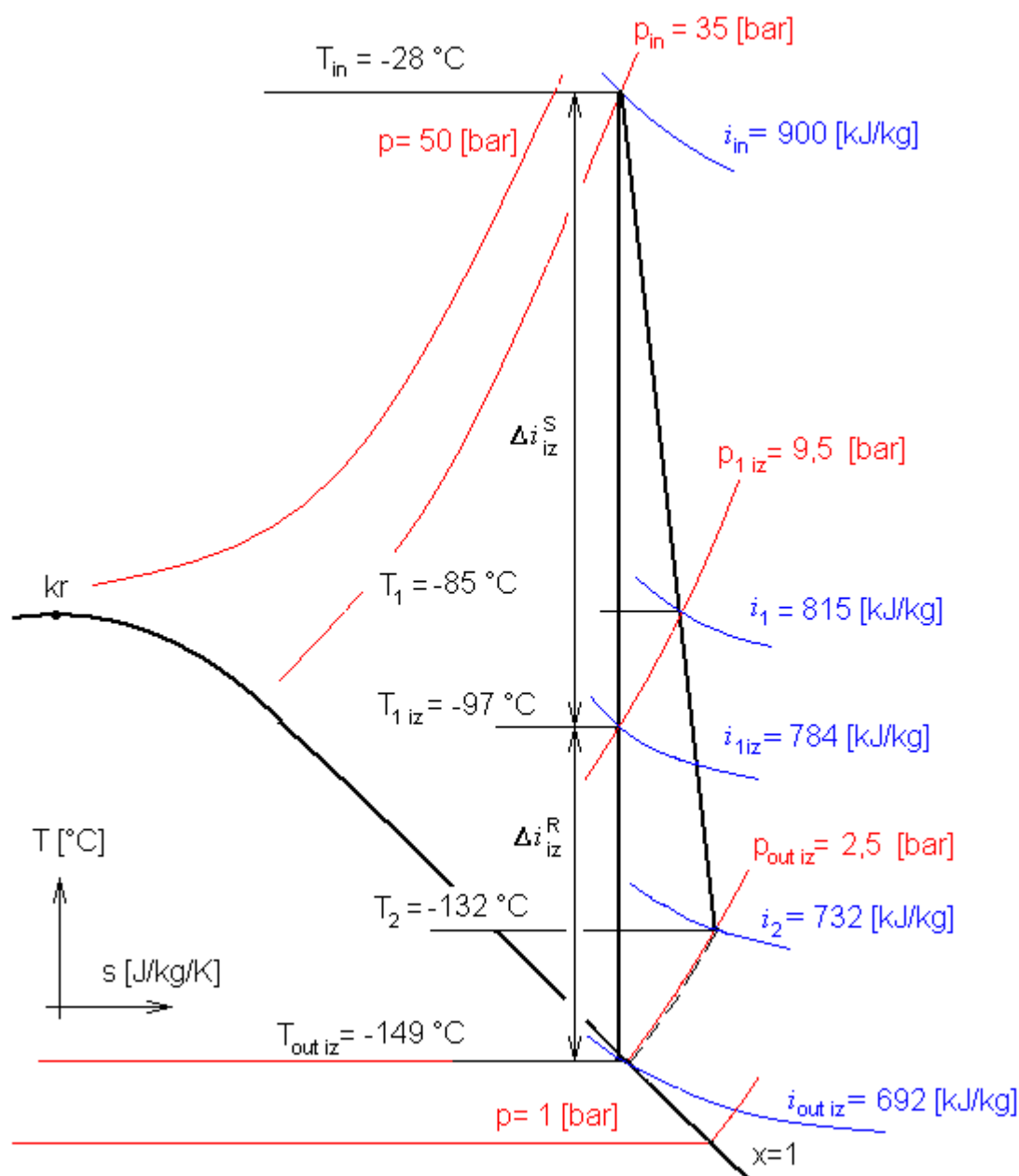
$\varphi = 0,9$  rychlostní součinitel statoru, volí se z rozmezí 0 – 1

$$x = \frac{u_1}{c_{iz}} = 0,65$$

$\rho_k = 0,45$  stupeň kinetické reakce

Úhly, které se volí:  $\alpha_1 = 16^\circ$ ;  $\beta_2 = 37^\circ$

$D_{2m}/D_1 = 0,53$  poměr průměru vstupu a výstupu z kola



Obrázek 32 T-s diagram - expanze v T2N1

Vstupní hodnoty:

$i_{in} = i_0 = 900 \text{ kJ/kg}$  vstupní entalpie v bodě 0 [viz. příloha I,II a III ]

$T_{in} = T_0 = 245,15 \text{ K}$  vstupní teplota v bodě 0 [viz. příloha I,II a III ]

$v_0 = 0,032 \text{ m}^3/\text{kg}$  měrný objem v bodě 0 [viz. příloha I,II a III ]

$p_{in} = p_0 = 35 \text{ bar}$  tlak na vstupu v bodě 0 [viz. příloha I,II a III ]

Výstupní hodnoty

$i_{out iz} = i_{2iz} = 692 \text{ kJ/kg}$  výstupní entalpie v bodě 2iz [viz. příloha I,II a III ]

$T_{out iz} = T_{2iz} = 124,15 \text{ K}$  izoentropická výstupní teplota v bodě 2iz [viz. příloha I,II a III ]

$p_{out iz} = p_2 = 2,5 \text{ bar}$  tlak na vstupu v bodě 2 [viz. příloha I,II a III ]

Odhadovaná entalpie v bodě 2 odvozena z rovnice (6).

$\eta_{odhad} = 0,8$  odhadovaná účinnost

$$i_{2 odhad} = i_0 - \eta_{odhad} \cdot (i_0 - i_{2iz}) = 900 - 0,8 \cdot (900 - 692) = 733,6 \text{ kJ/kg} \quad (7)$$

$v_2 = 0,537 \text{ m}^3/\text{kg}$  měrný objem v bodě 2 [viz. příloha I,II a III ]

$T_2 = 141,15 \text{ K}$  výstupní teplota v bodě 2 [viz. příloha I,II a III ]

Tabulka 5 Výsledky výpočtu druhé turbíny (T2N1) v prvním návrhu zkapařňovacího zařízení:

popis	značka	jednotka	výsledek	další jednotky	číslo rovnic
Hmotnostní tok	$\dot{m}_{T2N1}$	[kg/s]	1,003		
Teplota na vstupu	$t_{in}$	[K]	245,15	-28 °C	
Tlak na vstupu	$p_{in}$	[Pa]	3500000		
Teplota na výstupu	$t_{out iz}$	[K]	124,15	-149 °C	
Tlak na výstupu	$p_{out}$	[Pa]	250000		
Entalpie na vstupu	$i_{in}$	[kJ/kg]	900		
Izoentrop. Entalpie výstupu	$i_{out iz}$	[kJ/kg]	692		
Entropie beze ztrát	$s_{in}$	[J/kg/K]	4950		
ODHAD VÝKONU					
Odhadovaná účinnost	$\eta_{odhad}$	[-]	0,80	80 %	
Výkon odhad	$P_{odhad}$	[kW]	162,8		(48)
Entalpie výstupního proudu z odhadované účinnosti	$i_2$	[kJ/kg]	733,6		(7)
Rychlostní poměr	$x$	[-]	0,65		
Obvodová rychlost na vnějším průměru	$u_1$	[m/s]	419,24		(10)
Stupeň reakce	$p_k$	[-]	0,45		
Izoentropická rychlost stupně	$c_{iz}$	[m/s]	644,97		(9)
Izoentropický tepelný spád stupně	$\Delta i_{iz}^{st}$	[kJ/kg]	208		(8)
Izoentropický tepelný spád statoru	$i_{iz}^s$	[kJ/kg]	114,4		(11)

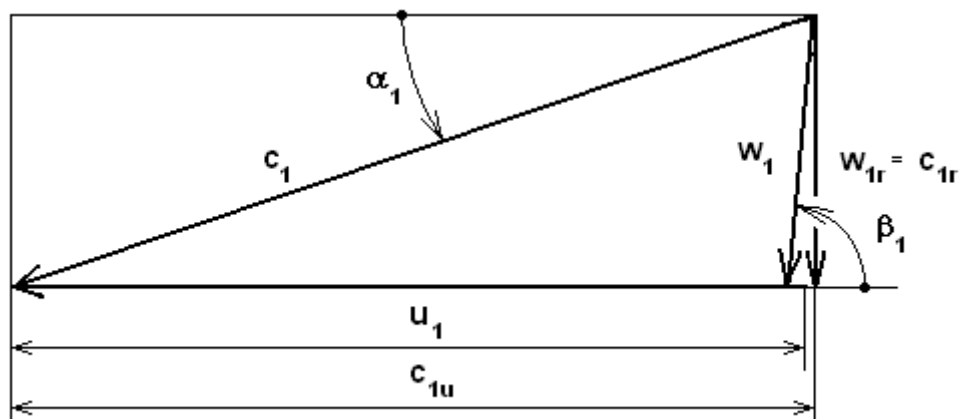
Izeotropický tepelný spád rotoru	$I_{iz}^R$	[kJ/kg]	93,6		(12)
<b>VSTUPNÍ RYCHLOSTNÍ TROJÚHLENÍK</b>					
Výstupní úhel absolutní rychlosti ze statoru	$\alpha_1$	[rad]	0,2788	16 °	
Rychlostní součinitel statoru	$\Phi$	[-]	0,92		
Rychlostní součinitel rotoru	$\Psi$	[-]	0,90		
Počet lopatek	$z$		18		
Teoretická absolutní rych. Na výstupu z dýzy	$c_{1iz}$	[m/s]	478,32		(13)
Absolutní rychlost na výstupu z dýzy	$c_1$	[m/s]	440,1		(14)
Obvodová složka absolutní rychlosti	$c_{1u}$	[m/s]	423		(11)
Radiální složka rychlosti absolutní rychlosti a relativní rychlosti	$c_{1r} = w_{1r}$	[m/s]	121,3		(12)
Měrný objem v bodě 1	$v_1$	[m <sup>3</sup> /kg]	0,1		
Měrná hmotnost v bodě 1	$\rho_1$	[kg/m <sup>3</sup> ]	10		
Plynová konstanta pro metan	$r$	[J/kg/K]	518,36		
Teplota v bodě 1	$T_1$	[K]	188,15	-85 °C	
Poissonova konstanta	$\kappa$	[-]	1,31		
Machovo číslo relativní rychlosti v bodě 1	$Ma_{w1}$	[-]	0,34		(20)
Machovo číslo absolutní rychlosti v bodě 1	$Ma_{c1}$	[-]	1,23		(15)
Efektivní vstupní úhel proudu média do rotoru se skluzem	$\beta_1$	[rad]	1,539	88,2 °	(19)
Efektivní relativní rychlost na vstupu do rotoru (se skluzem)	$w_1$	[m/s]	121,36		(18)
Průtočná plocha vstupu do rotoru	$A_1$	[m <sup>2</sup> ]	0,000807		(22)
Poměr výšky lopatky a vnějšího průměru	$\gamma$	[-]	0,03		
Otáčky rotoru	$n_{T1}$	[1/s]	1442,324	86539,45 1/min	(26)
Vnější průměr rotoru	$D_1$	[m]	0,9251	92,51 mm	(27)
Výška lopatky na vstupu do kola	$b_1$	[m]	0,002776	2,776 mm	(28)
<b>VÝSTUPNÍ RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍK</b>					
Poměr průměrů oběžného kola	$(D_{2m}/D_1)$	0,53- 0,67	0,53		
Meridiální průměr rotoru na výstupu (střední)	$D_{2m}$	[m]	0,049	49 mm	(29)
Průtočná plocha výstupu do rotoru	$A_2$	[m <sup>2</sup> ]	0,001133		(32)
Unášivá rychlost rotoru na výstupu	$u_2$	[m/s]	222,2		(33)
Relativní rychlost na výstupu	$w_2$	[m/s]	274,83		(34)
Výstupní úhel lopatky	$\beta_2$		0,645	37 °	
Meridiální složka relativní rychlosti na výstupu	$w_{2m}$	[m/s]	165,4		(36)
Složka relativní rychlosti na výstupu z kola v unášivém směru	$w_{2u}$	[m/s]	219,5		(35)
Absolutní rychlost na výstupu z rotoru	$c_2$	[m/s]	165,43		(37)
Machovo číslo pro relativní rychlost na výstupu	$Ma_{w2}$	[-]	0,888		(38)
Machovo číslo pro absolutní rychlost na výstupu	$Ma_{c2}$	[-]	0,5343		(39)



Měrný objem v bodě 2	$v_2$	[m <sup>3</sup> /kg]	0,28		
Měrná hmotnost v bodě 2	$\rho_2$	[kg/m <sup>3</sup> ]	3,56		
Plynová konstanta	$r$	[J/kg/K]	518,36		
Teplota na výstupu	$T_2$	[K]	141,15	-132 °C	
Poissonova konstanta	$\kappa$	[-]	1,31		
Ztráta ve statoru	$z_s$	[-]	0,08448	8,5 %	(43)
Ztráta v rotoru	$z_r$	[-]	0,04259	4,26 %	(44)
Výstupní úhel absolutní rychlosti	$\alpha_2$	[rad]	1,54	89,1 °	(41)
Unášivá složka absolutní rychlosti	$c_{2u}$	[m/s]	-2,7		(42)
Poměr relativních rychlostí	$w_2/w_1$		2,264		(40)
Ztráta výstupní rychlostí	$z_{c2}$	[-]	0,0657	6,57 %	(45)
Vypočtená účinnost turbíny se ztrátami	$\eta_{ko}$	[-]	0,8070	80,70 %	(46)
Nalezená účinnost v nomogramu [11, str. 232]	$\eta_{nalezena}$	[-]	0,8		
<b>VOLBA ROZMĚRU KOLA NA VÝSTUPU</b>					
Poměr průměrů oběžného kola	$(D_{2m}/D_1)$	[-]	0,58		
Meridiální průměr kola na výstupu	$D_{2m}$	[m]	0,04902	49,02 mm	(29)
Průtočná plocha výstupu do rotoru	$A_2$	[m <sup>2</sup> ]	0,001133		(32)
Vnitřní průměr kola (kanálu)	$D_{2i}$	[m]	0,04103	42,08 mm	
Vnější průměr rotoru (na konci lopatky)	$D_{2o}$	[m]	0,055123	55,123 mm	
Výška kanálu	$l_2$	[m]	0,00652	6,52 mm	(53)
Plocha průtočného kanálu z rozměrů na výstupu z rotoru	$A_2'$	[m <sup>2</sup> ]	0,00996		(52)
Součinitel pro výpočet ventilačních ztrát	$\beta$	[-]	3		
Ventilační ztráta mezi stěnou skříně a zadní stěnou disku	$a_r$	[J]	7451,28	7,45 kJ	(57)
Skutečná entalpie na výstupu z rotoru	$i_2$	[kJ/kg]	732,1142		(36)
Průtokový součinitel	$\phi_{2a}$	[-]	0,395		
Kroutící moment na hřídeli rotoru	$M_k$	[Nm]	17,97		(50)
Minimální průměr hřídele (zatížení kroutícím momentem)	$d_{h \min}$	[m]	0,0094	9,4 mm	(51)
Minimální délka pera (zatížení otláčením)	$l_{p \min}$	[m]	0,00291	2,91 mm	(55)
Vír v mezilopátkovém kanálu	$a_1$	[m]	0,00503	5,03 mm	(56)

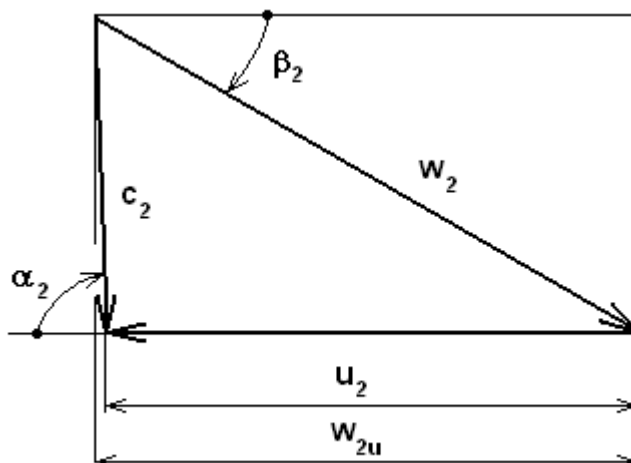
Turbína T2N1 byla navržena tak, aby vycházející plyn byl ochlazen na -132 °C při entalpii přibližně  $i_2 = 732 \text{ kJ/kg}$ . Právě tyto hodnoty byly předem vzaty pro výpočet kondenzátoru, který má produkovat 100 kg/hod kapalného metanu. Aby turbína splňovala tyto požadavky, byla účinnost korigována pomocí návrhových součinitelů tak, aby jich bylo dosaženo.

Protože výkon přenášený touto turbínou je nižší přibližně o 100 kW a zároveň z výpočtu lopatkování vychází, že lze použít 30 mm hřídel, není nutné provádět další pevnostní výpočet hřídele. V tabulce jsou přesto uvedeny výsledky pevnostního výpočtu.



Obrázek 33 Vstupní rychlostní trojúhelník T2

Úhel relativní rychlosti proudu je  $\beta_1 = 88,21^\circ$ , vstupní úhel absolutní rychlosti je  $\alpha_1 = 16^\circ$

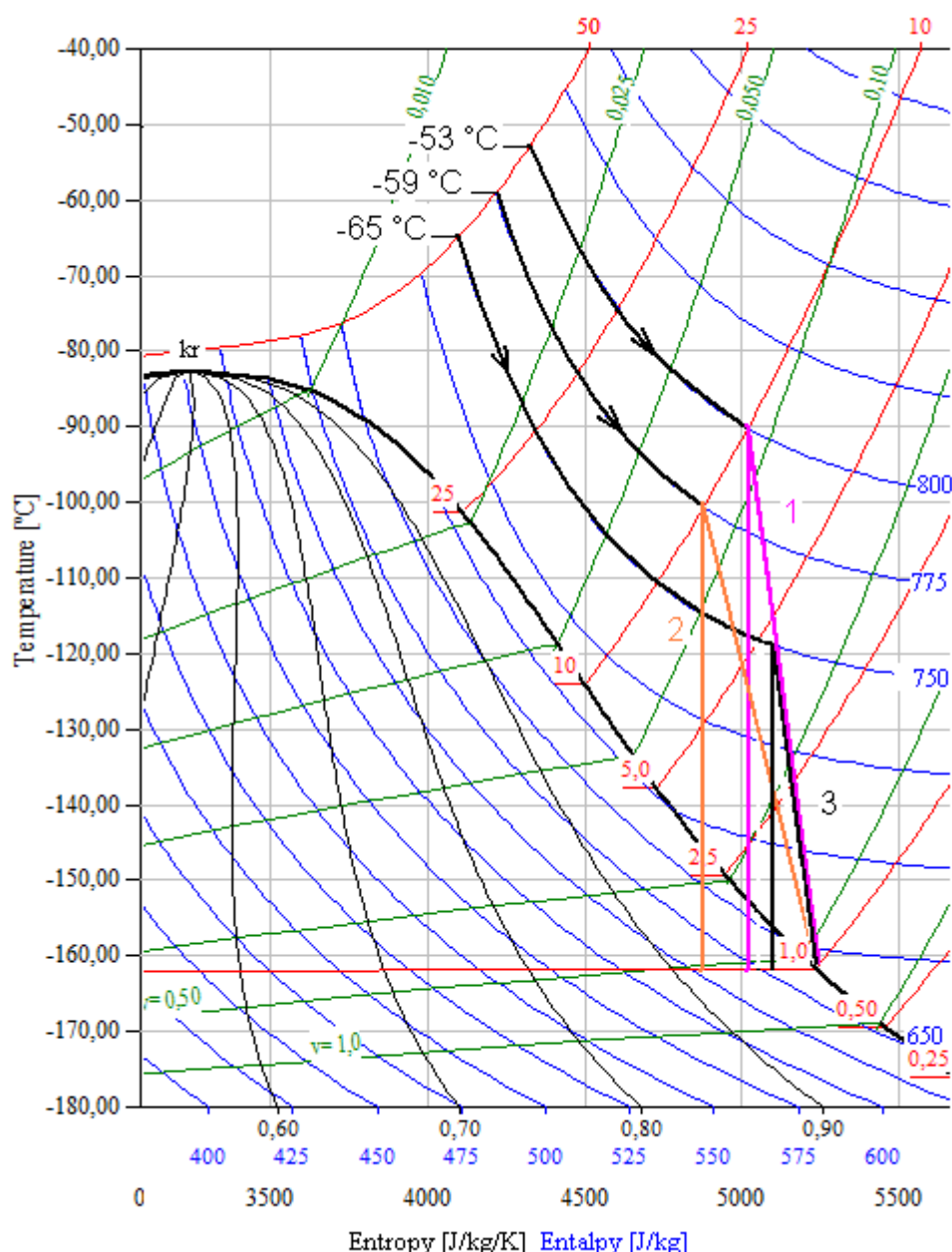


Obrázek 34 Výstupní rychlostní trojúhelník T2

Úhel relativní rychlosti proudu je  $\beta_2 = 37^\circ$ , vstupní úhel absolutní rychlosti je  $\alpha_2 = 88,06^\circ$

### 11.3. Druhý návrh zkapařňovače – škrcení s dvěma expandéry

Aby práce poskytovala větší rozhled, byl vytvořen druhý návrh zkapařňovacího zařízení. Tento návrh se odlišuje především tím, že bylo cílem dosáhnout takových expanzí v turbínách, které by nepůsobili obtíže s tvorbou rozváděcích lopatek. Rozváděče v prvním návrhu museli být konstruováni nadzvukově, ve tvaru Lavalovi dýzy. V tomto návrhu je tedy snížen nárok na zpracování velkého entalpického spádu v expandéru nahrazením expanze na škrticím ventilu.



Obrázek 35 T - s diagram tří variant chlazení

Jak bylo již popsáno v kapitole 4.3. při škrcení nedochází ke konání vnější práce a proces je izoentalpický. Na obrázku 35 je znázorněn průběh snižování teploty v T – s diagramu. Černě jsou označeny izoentalpy škrcení a barevně jsou vyznačeny expanze v turbíně. Jedná se o tři varianty, přičemž černě označená expanze je právě varianta, kdy vycházejí rychlosti  $c_1$  a  $w_2$  podzvukové. I když v porovnání s expanzí v prvním návrhu je entalpický i tlakový spád výrazně nižší ( $i_{iz}^{st} = 93 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ), jde proti snížení Machova čísla klesající teplota, která ovlivňuje rychlost zvuku v expandovaném plynu.

Důležitým faktorem je také teplota před škrtícím ventilem. Protože energetická náročnost takového zdroje kapalného metanu by se velmi promítla do ceny produktu. Lze soudit, že výrazně nižší teplota plynu vstupujícího do škrtícího elementu bude zároveň vyvíjet vyšší nároky na externí chladicí zařízení, což povede

ke zvýšení pořizovacích i provozních nákladů a tím již zmíněné navýšení ceny kapalného produktu.

Zařazení škrticího elementu se kladně projeví na spolehlivosti zařízení, které má výhodu konstrukčně a výpočetně jednoduššího celku. Negativním efektem na energetické bilanci je, že při škrcení není využit tlakový spád, který je zmařen. Tento spád by bylo možné využít na pokrytí energie potřebné pro stlačení v kompresoru.

### Návrh turbíny T1N2:

Protože požadavkem na druhý návrh zkapaňovacího zařízení bylo udržet rychlosti  $c_1$  a  $w_2$  v podzvukovém pásmu, byla vybrána varianta číslo 3 [viz. obrázek 35]. Výpočet turbíny T1N2 byl proveden podle stejných rovnic jako u prvního návrhu, proto následuje již jen volba návrhových součinitelů, výčet stavových veličin v důležitých bodech a T-s diagram pro škrcení plynu a expanzi v turbíně T1N2 na obrázku 36.

Odhad a zvolené veličiny turbíny T1N2:

$\eta_{odhad} = 0,80$  odhad izoentropické účinnosti turbíny T1N2

$m_{T2} = 1 \text{ kg/s}$  průtok turbínou T1N2

$\psi = 0,92$  rychlostní součinitel rotoru, volí se z rozmezí 0 – 1

$\varphi = 0,91$  rychlostní součinitel statoru, volí se z rozmezí 0 – 1

$x = \frac{u_1}{c_{iz}} = 0,63$

$\rho_k = 0,45$  stupeň kinetické reakce

Úhly, které se volí:  $\alpha_1 = 15^\circ$ ;  $\beta_2 = 35^\circ$

$\left(\frac{D_{2m}}{D_1}\right) = 0,53$  poměr průměru vstupu a výstupu z kola

Vstupní hodnoty:

$i_{in} = i_0 = 750 \text{ kJ/kg}$  vstupní entalpie v bodě 0 [viz. příloha I,II a III]

$T_{in} = T_0 = 155,15 \text{ K}$  vstupní teplota v bodě 0 [viz. příloha I,II a III]

$v_0 = 0,15 \text{ m}^3/\text{kg}$  měrný objem v bodě 0 [viz. příloha I,II a III]

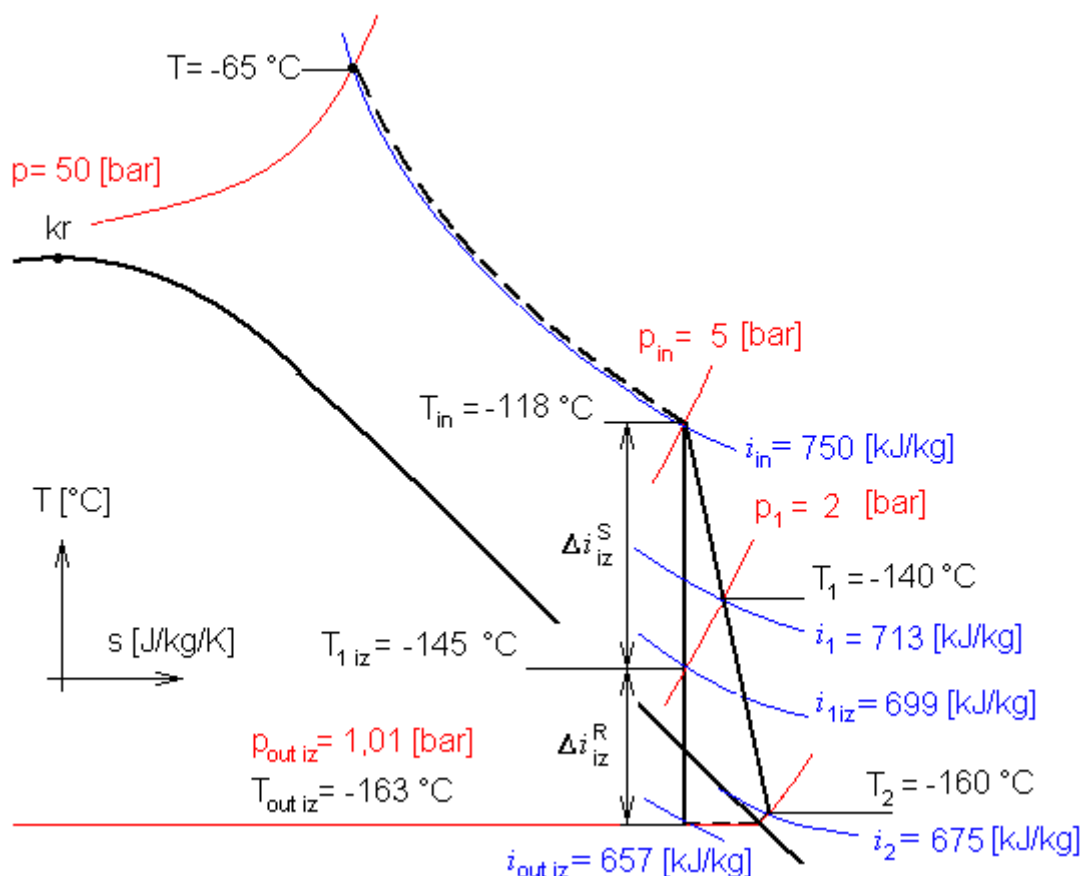
$p_{in} = p_0 = 5 \text{ bar}$  tlak na vstupu v bodě 0 [viz. příloha I,II a III]

Výstupní hodnoty

$i_{out iz} = i_{2iz} = 657 \text{ kJ/kg}$  výstupní entalpie v bodě 2iz [viz. příloha I,II a III]

$T_{out iz} = T_{2iz} = 110,15 \text{ K}$  izoentropická výstup. teplota v bodě 2iz [viz. příloha I,II a III]

$p_{out iz} = p_2 = 1,01 \text{ bar}$  tlak na vstupu v bodě 2 [viz. příloha I,II a III]



Obrázek 36 T-s diagram – škrcení plynu a expanze v T1N2

Odhadovaná entalpie v bodě 2 odvozena z rovnice (6).

$$i_{2 \text{ odhad}} = i_0 - \eta_{\text{odhad}} \cdot (i_0 - i_{2iz}) = 750 - 0,8 \cdot (750 - 657) = 675,6 \text{ kJ/kg} \quad (7)$$

$v_2 = 0,537 \text{ m}^3/\text{kg}$  měrný objem v bodě 2 [viz. příloha I,II a III]

$T_2 = 113,15 \text{ K}$  výstupní teplota v bodě 2 [viz. příloha I,II a III]

Tabulka 6 Výsledky výpočtu turbíny (T1N2) v druhém návrhu zkapalňovacího zařízení:

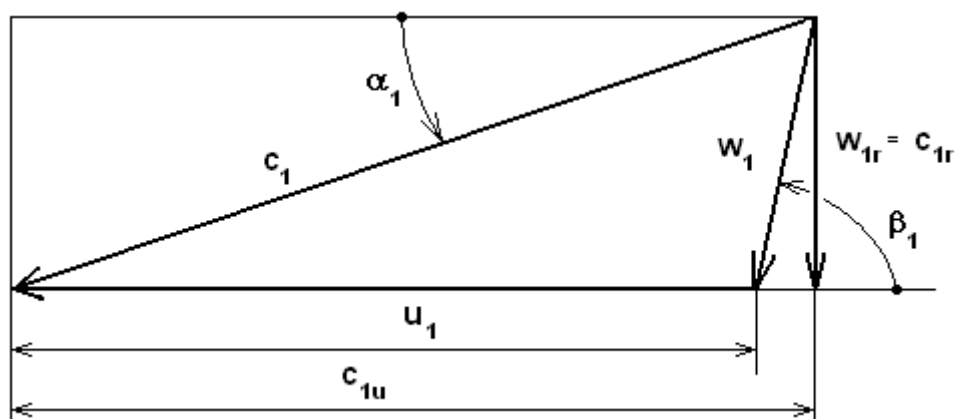
Popis	značka	jednotka	výsledek	další jednotky	číslo rovnic
Hmotnostní tok	$\dot{m}_{T1N2}$	[kg/s]	1,0		
Teplota na vstupu	$t_{in}$	[K]	155,15	-118 °C	
Tlak na vstupu	$p_{in}$	[Pa]	500000		
Teplota na výstupu	$t_{out \text{ iz}}$	[K]	110,15	-163 °C	
Tlak na výstupu	$p_{out}$	[Pa]	101325		
Entalpie na vstupu	$i_{in}$	[kJ/kg]	750		
Izoentrop. Entalpie výstupu	$i_{out \text{ iz}}$	[kJ/kg]	657		
Entropie beze ztrát	$s_{in}$	[J/kg/K]	5050		
ODHAD VÝKONU					

Odhadovaná účinnost	$\eta_{\text{odhad}}$	[-]	0,80	80 %	
Výkon odhad	$P_{\text{odhad}}$	[kW]	74,4		(48)
Entalpie výstupního proudu z odhadované účinnosti	$i_2$	[kJ/kg]	675,6		(7)
Rychlostní poměr	$x$	[-]	0,63		
Obvodová rychlost na vnějším průměru	$u_1$	[m/s]	271,7		(10)
Stupeň reakce	$\rho_k$	[-]	0,45		
Izoentropická rychlost stupně	$c_{iz}$	[m/s]	431,28		(9)
Izoentropický tepelný spád stupně	$\Delta i_{iz}^{\text{st}}$	[kJ/kg]	93		(8)
Izoentropický tepelný spád statoru	$I_{iz}^{\text{s}}$	[kJ/kg]	51,15		(11)
Izeotropický tepelný spád rotoru	$I_{iz}^{\text{r}}$	[kJ/kg]	41,85		(12)
<b>VSTUPNÍ RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍK</b>					
Výstupní úhel absolutní rychlosti ze statoru	$\alpha_1$	[rad]	0,262	15 °	
Rychlostní součinitel statoru	$\Phi$	[-]	0,91		
Rychlostní součinitel rotoru	$\Psi$	[-]	0,92		
Počet lopatek	$z$		18		
Teoretická absolutní rych. Na výstupu z dýzy	$c_{1iz}$	[m/s]	319,83		(13)
Absolutní rychlost na výstupu z dýzy	$c_1$	[m/s]	291,1		(14)
Obvodová složka absolutní rychlosti	$c_{1u}$	[m/s]	281,13		(11)
Radiální složka absolutní rychlosti a relativní rychlosti	$c_{1r} = w_{1r}$	[m/s]	75,32		(12)
Měrný objem v bodě 1	$v_1$	[m <sup>3</sup> /kg]	0,1375		
Měrná hmotnost v bodě 1	$\rho_1$	[kg/m <sup>3</sup> ]	7,26		
Plynová konstanta pro metan	$r$	[J/kg/K]	518,36		
Teplota v bodě 1	$T_1$	[K]	133,15	-140 °C	
Poissonova konstanta	$\kappa$	[-]	1,31		
Machovo číslo relativní rychlosti v bodě 1	$Ma_{w1}$	[-]	0,2525		(20)
Machovo číslo absolutní rychlosti v bodě 1	$Ma_{c1}$	[-]	0,968		(15)
Efektivní vstupní úhel proudu média do rotoru se skluzem	$\beta_1$	[rad]	1,4462	82,85 °	(19)
Efektivní relativní rychlost na vstupu do rotoru (se skluzem)	$w_1$	[m/s]	75,92		(18)
Průtočná plocha vstupu do rotoru	$A_1$	[m <sup>2</sup> ]	0,001824		(22)
Poměr výšky lopatky a vnějšího průměru	$\gamma$	[-]	0,03		
Otáčky rotoru	$n_{T1}$	[1/s]	621,468	37288,1 1/min	(26)
Vnější průměru rotoru	$D_1$	[m]	0,1392	139,2 mm	(27)
Výška lopatky na vstupu do kola	$b_1$	[m]	0,004175	4,175 mm	(28)
<b>VÝSTUPNÍ RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍK</b>					
Poměr průměrů oběžného kola	$(D_{2m}/D_1)$	0,53- 0,67	0,53		
Meridiální průměr rotoru na výstupu (střední)	$D_{2m}$	[m]	0,07376	73,76 mm	(29)
Průtočná plocha výstupu do rotoru	$A_2$	[m <sup>2</sup> ]	0,002816		(32)
Unášivá rychlost rotoru na výstupu	$u_2$	[m/s]	144		(33)

Relativní rychlost na výstupu	$w_2$	[m/s]	190,73		(34)
Výstupní úhel lopatky	$\beta_2$	[rad]	0,611	35 °	
Meridiální složka relativní rychlosti na výstupu	$w_{2m}$	[m/s]	109,4		(36)
Složka relativní rychlosti na výstupu z kola v unášivém směru	$w_{2u}$	[m/s]	256,24		(35)
Absolutní rychlost na výstupu z rotoru	$c_2$	[m/s]	110,1		(37)
Machovo číslo pro relativní rychlost na výstupu	$Ma_{w2}$	[-]	0,688		(38)
Machovo číslo pro absolutní rychlost na výstupu	$Ma_{c2}$	[-]	0,396		(39)
Měrný objem v bodě 2	$v_2$	[m <sup>3</sup> /kg]	0,537		
Měrná hmotnost v bodě 2	$\rho_2$	[kg/m <sup>3</sup> ]	1,861		
Plynová konstanta	$r$	[J/kg/K]	518,36		
Teplota na výstupu	$T_2$	[K]	113,15	-160 °C	
Poissonova konstanta	$\kappa$	[-]	1,31		
Ztráta ve statoru	$z_s$	[-]	0,0945	9,45 %	(43)
Ztráta v rotoru	$z_r$	[-]	0,0355	3,5 %	(44)
Výstupní úhel absolutní rychlosti	$\alpha_2$	[rad]	1,681	96,4 °	(41)
Unášivá složka absolutní rychlosti	$c_{2u}$	[m/s]	12,22		(42)
Poměr relativních rychlostí	$w_2/w_1$		2,51		(40)
Ztráta výstupní rychlosti	$z_{c2}$	[-]	0,065	6,5 %	(45)
Vypočtená účinnost turbíny se ztrátami	$\eta_{ko}$	[-]	0,8048	80,48 %	(46)
Nalezená účinnost v nomogramu [11, str. 232]	$\eta_{nalezena}$	[-]	0,8		
VOLBA ROZMĚRU KOLA NA VÝSTUPU					
Poměr průměrů oběžného kola	$(D_{2m}/D_1)$	[-]	0,58		
Meridiální průměr kola na výstupu	$D_{2m}$	[m]	0,07376	73,76 mm	(29)
Průtočná plocha výstupu do rotoru	$A_2$	[m <sup>2</sup> ]	0,002815		(32)
Vnitřní průměr kola (kanálu)	$D_{2i}$	[m]	0,060395	60,395 mm	
Vnější průměr rotoru (na konci lopatky)	$D_{2o}$	[m]	0,08505	85,05mm	
Výška kanálu	$l_2$	[m]	0,01233	12,33 mm	(53)
Plocha průtočného kanálu z rozměrů na výstupu z rotoru	$A_2'$	[m <sup>2</sup> ]	0,002815		(52)

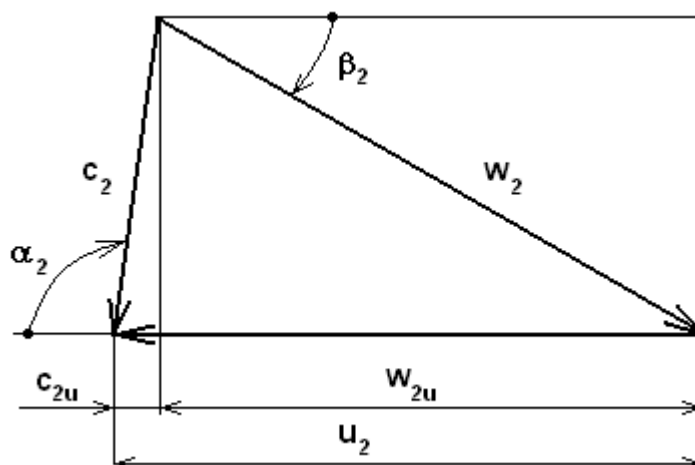
Výkon přenášený touto turbínou je nízký, zároveň rozměry výstupu oběžného kola dovolují použít 30 mm hřídel. Opět bylo použito pero 8x7x22 a axiální délka turbíny  $l_{ax} = 26 \text{ mm}$ .

I přes nízkou teplotu  $T_1$  bylo dosaženo Machova čísla  $Ma_{c1} = 0,968$ . K dosažení tohoto výsledku bylo nutno velmi snížit entalpický spád a tím klesl i přenášený výkon na hřídeli. Právě snížení výkonu na hřídeli ale působí malé zvýšení ztrát v lopatkování.



Obrázek 37 Vstupní rychlostní trojúhelník turbíny T1N2

Úhel relativní rychlosti proudu je  $\beta_1 = 82,86^\circ$ , vstupní úhel absolutní rychlosti je  $\alpha_1 = 15^\circ$



Obrázek 38 Výstupní rychlostní trojúhelník turbíny T1N2

Úhel relativní rychlosti proudu je  $\beta_2 = 35^\circ$ , vstupní úhel absolutní rychlosti je  $\alpha_2 = 96,38^\circ$

### Návrh turbíny T2N2:

Výpočet turbíny T2N2 byl proveden podle stejných rovnic jako u turbíny T1N1, proto následuje již jen volba návrhových součinitelů, výčet stavových veličin v důležitých bodech a T-s diagram pro expanzi v turbíně T2N2 na obrázku 39.

Odhad a zvolené veličiny turbíny T2N1:

$\eta_{odhad} = 0,82$  odhad izoentropické účinnosti turbíny T2N2

$m_{T2N2} = 1,004 \text{ kg/s}$  průtok turbínou T2N2

$\psi = 0,92$  rychlostní součinitel rotoru, volí se z rozmezí 0 – 1

$\varphi = 0,93$  rychlostní součinitel statoru, volí se z rozmezí 0 – 1

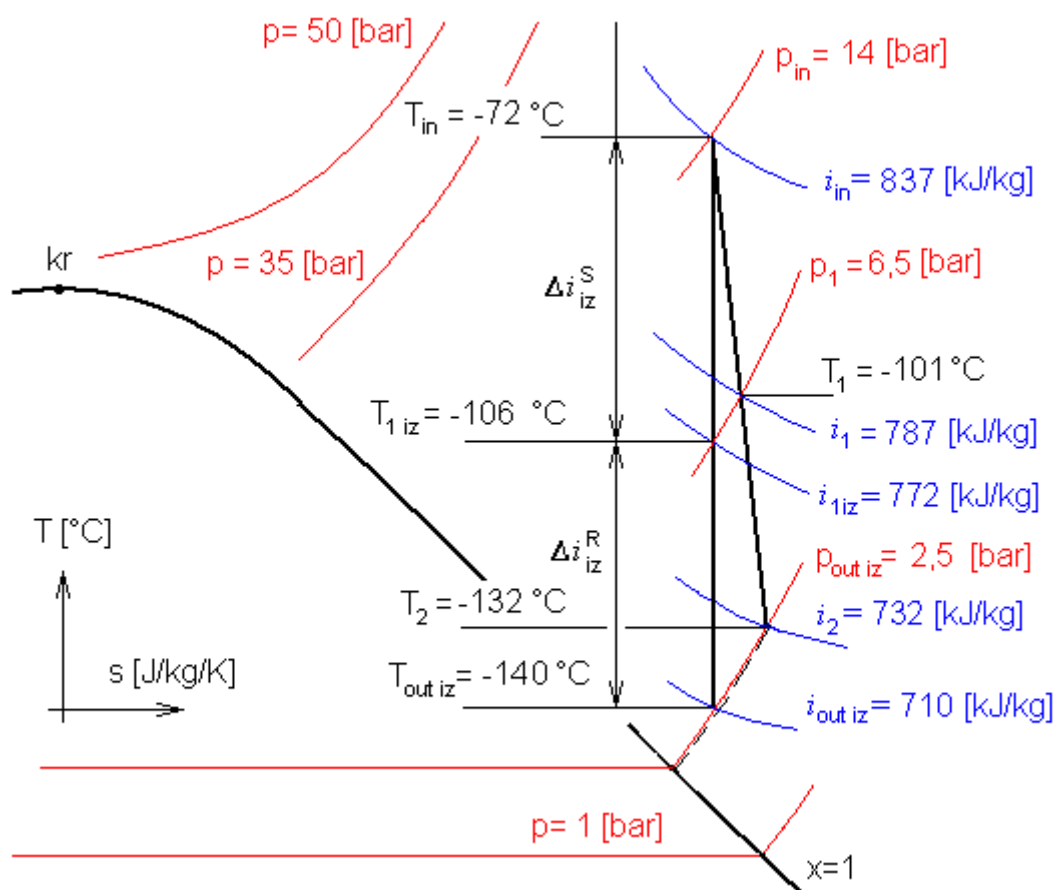


$$x = \frac{u_1}{c_{iz}} = 0,63$$

$\rho_k = 0,49$  stupeň kinetické reakce

Úhly, které se volí:  $\alpha_1 = 18^\circ$ ;  $\beta_2 = 25^\circ$

$\frac{D_{2m}}{D_1} = 0,58$  poměr průměru vstupu a výstupu z kola



Obrázek 39 T - s diagram expanze v T2N2

Vstupní hodnoty:

$i_{in} = i_0 = 837,5 \text{ kJ/kg}$  vstupní entalpie v bodě 0 [viz. příloha I,II a III]

$T_{in} = T_0 = 201,15 \text{ K}$  vstupní teplota v bodě 0 [viz. příloha I,II a III]

$v_0 = 0,078 \text{ m}^3/\text{kg}$  měrný objem v bodě 0 [viz. příloha I,II a III]

$p_{in} = p_0 = 14 \text{ bar}$  tlak na vstupu v bodě 0 [viz. příloha I,II a III]

Výstupní hodnoty

$i_{out iz} = i_{2iz} = 710 \text{ kJ/kg}$  výstupní entalpie v bodě 2iz [viz. příloha I,II a III]

$T_{out iz} = T_{2iz} = 133,15 \text{ K}$  izoentropická výstup. teplota v bodě 2iz [viz. příloha I,II a III]

$p_{out iz} = p_2 = 2,5 \text{ bar}$  tlak na vstupu v bodě 2 [viz. příloha I,II a III]

Odhadovaná entalpie v bodě 2 odvozena z rovnice (6).

$\eta_{odhad} = 0,82$  odhadovaná účinnost

$$i_{2\ odhad} = i_0 - \eta_{odhad} \cdot (i_0 - i_{2iz}) = 837,5 - 0,82 \cdot (837,5 - 710) = 732,95 \text{ kJ/kg} \quad (7)$$

$v_2 = 0,28 \text{ m}^3/\text{kg}$  měrný objem v bodě 2 [viz. příloha I,II a III]

$T_2 = 141,15 \text{ K}$  výstupní teplota v bodě 2 [viz. příloha I,II a III]

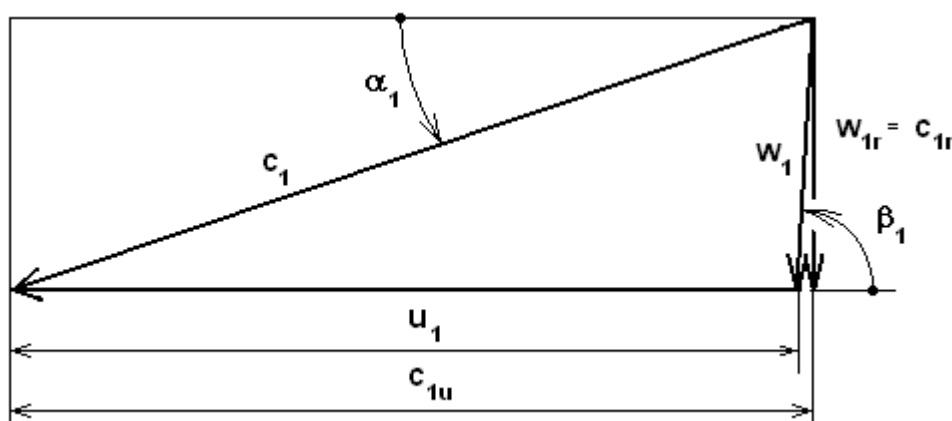
Tabulka 7 Výsledky výpočtu druhé turbíny (T2N2) v prvním návrhu zkapaňovacího zařízení:

popis	značka	jednotka	výsledek	další jednotky	číslo rovnic
Hmotnostní tok	$\dot{m}_{T1N2}$	[kg/s]	1,004		
Teplota na vstupu	$t_{in}$	[K]	201,15	-72 °C	
Tlak na vstupu	$p_{in}$	[Pa]	1400000		
Teplota na výstupu	$t_{out\ iz}$	[K]	133,15	-140 °C	
Tlak na výstupu	$p_{out}$	[Pa]	250000		
Entalpie na vstupu	$i_{in}$	[kJ/kg]	837,5		
Izoentrop. Entalpie výstupu	$i_{out\ iz}$	[kJ/kg]	710		
Entropie beze ztrát	$s_{in}$	[J/kg/K]	5100		
ODHAD VÝKONU					
Odhadovaná účinnost	$\eta_{odhad}$	[-]	0,82	82 %	
Výkon odhad	$P_{odhad}$	[kW]	104,55		(48)
Entalpie výstupního proudu z odhadované účinnosti	$i_2$	[kJ/kg]	732,95		(7)
Rychlostní poměr	$x$	[-]	0,63		
Obvodová rychlost na vnějším průměru	$u_1$	[m/s]	318,13		(10)
Stupeň reakce	$p_k$	[-]	0,49		
Izoentropická rychlost stupně	$c_{iz}$	[m/s]	504,98		(9)
Izoentropický tepelný spád stupně	$\Delta i_{iz}^{st}$	[kJ/kg]	127,5		(8)
Izoentropický tepelný spád statoru	$I_{iz}^s$	[kJ/kg]	65,025		(11)
Izoentropický tepelný spád rotoru	$I_{iz}^R$	[kJ/kg]	62,475		(12)
VSTUPNÍ RYCHLOSTNÍ TROJÚHLENÍK					
Výstupní úhel absolutní rychlosti ze statoru	$\alpha_1$	[rad]	0,3142	18 °	
Rychlostní součinitel statoru	$\Phi$	[-]	0,93		
Rychlostní součinitel rotoru	$\Psi$	[-]	0,92		
Počet lopatek	$z$		18		
Teoretická absolutní rych. Na výstupu z dýzy	$c_{1iz}$	[m/s]	360,62		(13)
Absolutní rychlost na výstupu z dýzy	$c_1$	[m/s]	335,4		(14)
Obvodová složka absolutní rychlosti	$c_{1u}$	[m/s]	318,97		(11)
Radiální složka absolutní rychlosti a relativní rychlosti	$c_{1r} = w_{1r}$	[m/s]	103,64		(12)
Měrný objem v bodě 1	$v_1$	[m <sup>3</sup> /kg]	0,125		
Měrná hmotnost v bodě 1	$\rho_1$	[kg/m <sup>3</sup> ]	8		
Plynová konstanta pro metan	$r$	[J/kg/K]	518,36		

Teplota v bodě 1	$T_1$	[K]	172,15	-101 °C	
Poissonova konstanta	$\kappa$	[-]	1,31		
Machovo číslo relativní rychlosti v bodě 1	$Ma_{w1}$	[-]	0,302		(20)
Machovo číslo absolutní rychlosti v bodě 1	$Ma_{c1}$	[-]	0,981		(15)
Efektivní vstupní úhel proudu média do rotoru se skluzem	$\beta_1$	[rad]	1,563	89,54 °	(19)
Efektivní relativní rychlost na vstupu do rotoru (se skluzem)	$w_1$	[m/s]	103,642		(18)
Průtočná plocha vstupu do rotoru	$A_1$	[m <sup>2</sup> ]	0,001206		(22)
Poměr výšky lopatky a vnějšího průměru	$\gamma$	[-]	0,03		
Otáčky rotoru	$n_{T1}$	[1/s]	895,15	53709,7 1/min	(26)
Vnější průměru rotoru	$D_1$	[m]	0,11313	113,13 mm	(27)
Výška lopatky na vstupu do kola	$b_1$	[m]	0,003394	3,394 mm	(28)
<b>VÝSTUPNÍ RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍK</b>					
Poměr průměrů oběžného kola	$(D_{2m}/D_1)$	0,53- 0,67	0,58		
Meridiální průměr rotoru na výstupu (střední)	$D_{2m}$	[m]	0,06562	65,62 mm	(29)
Průtočná plocha výstupu do rotoru	$A_2$	[m <sup>2</sup> ]	0,00107		(32)
Unášivá rychlost rotoru na výstupu	$u_2$	[m/s]	184,52		(33)
Relativní rychlost na výstupu	$w_2$	[m/s]	261,77		(34)
Výstupní úhel lopatky	$\beta_2$	[rad]	0,436	25 °	
Meridiální složka relativní rychlosti na výstupu	$w_{2m}$	[m/s]	110,632		(36)
Složka relativní rychlosti na výstupu z kola v unášivém směru	$w_{2u}$	[m/s]	237,3		(35)
Absolutní rychlost na výstupu z rotoru	$c_2$	[m/s]	122,56		(37)
Machovo číslo pro relativní rychlost na výstupu	$Ma_{w2}$	[-]	0,845		(38)
Machovo číslo pro absolutní rychlost na výstupu	$Ma_{c2}$	[-]	0,396		(39)
Měrný objem v bodě 2	$v_2$	[m <sup>3</sup> /kg]	0,28		
Měrná hmotnost v bodě 2	$\rho_2$	[kg/m <sup>3</sup> ]	3,571		
Plynová konstanta	$r$	[J/kg/K]	518,36		
Teplota na výstupu	$T_2$	[K]	141,15	-132 °C	
Poissonova konstanta	$\kappa$	[-]	1,31		
Ztráta ve statoru	$z_s$	[-]	0,0689	6,89 %	(43)
Ztráta v rotoru	$z_r$	[-]	0,0488	4,88 %	(44)
Výstupní úhel absolutní rychlosti	$\alpha_2$	[rad]	2,016	115,5 °	(41)
Unášivá složka absolutní rychlosti	$c_{2u}$	[m/s]	52,74		(42)
Poměr relativních rychlostí	$w_2/w_1$	[-]	2,53		(40)
Ztráta výstupní rychlostí	$z_{c2}$	[-]	0,0588	5,88 %	(45)
Vypočtená účinnost turbíny se ztrátami	$\eta_{ko}$	[-]	0,8234	82,34 %	(46)

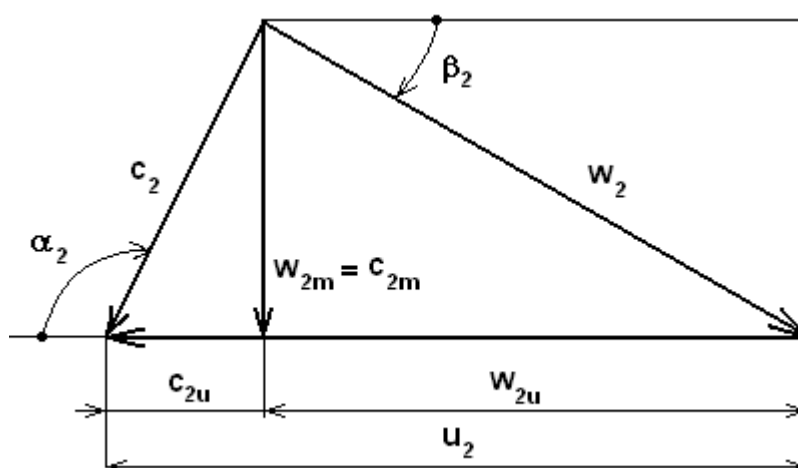
VOLBA ROZMĚRU KOLA NA VÝSTUPU					
Poměr průměrů oběžného kola	$(D_{2m}/D_1)$	[-]	0,58		
Meridiální průměr kola na výstupu	$D_{2m}$	[m]	0,06562	65,62 mm	(29)
Průtočná plocha výstupu do rotoru	$A_2$	[m <sup>2</sup> ]	0,00107		(32)
Vnitřní průměr kola (kanálu)	$D_{2i}$	[m]	0,0602	60,2 mm	
Vnější průměr rotoru (na konci lopatky)	$D_{2o}$	[m]	0,07061	70,6 mm	
Výška kanálu	$l_2$	[m]	0,0052	5,2 mm	(53)
Plocha průtočného kanálu z rozměrů na výstupu z rotoru	$A_2'$	[m <sup>2</sup> ]	0,00107		(52)

Turbína byla navržena opět tak, aby výstupní proud splňoval parametry potřebné pro zkapaňování v kondenzátoru produktu.



Obrázek 40 Vstupní rychlostní trojúhelník turbíny T2N2

Úhel relativní rychlosti proudu je  $\beta_1 = 89,54^\circ$ , vstupní úhel absolutní rychlosti je  $\alpha_1 = 18^\circ$



Obrázek 41 Výstupní rychlostní trojúhelník turbíny T2N2

Úhel relativní rychlosti proudu je  $\beta_2 = 25^\circ$ , vstupní úhel absolutní rychlosti je  $\alpha_2 = 115,5^\circ$

V druhém návrhu bylo cílem vytvořit expandéry, ve kterých by nedocházelo k překročení rychlosti zvuku. Proto byly najity takové vstupní podmínky do turbín aby k tomu nedošlo. Toto řešení ale vyžaduje zvýšení výkonu chladicího zařízení.

## 12. Závěr

Tématem této práce bylo shrnout informace o technologii pro zkapalňování plynů, její historii vývoje a její postup. Dále byla zpracována část, kde jsou důležité informace procesu zkapalnění vzduchu, zemního plynu a hélia. Jsou zde rozebrány jednotlivé aspekty zkapalňovacích procesu pro dané plyny. Zpracována byla i možnost uskladnění v zásobnících, jak podzemních tak nadzemních. Důležitou částí práce jsou návrhy oběžných kol turbín, které slouží ve zkapalňovací lince pro získání požadovaného chladu. Je zde i návrh části zkapalňovací linky, jde spíše o část, ve které je získáván chlad.

Získal jsem náhled na postup práce při návrhu zařízení. Postupem od požadavku, přes možnosti dosažení produktu, až po promyšlení výpočtu. Tímto postupem jsem vytvořil dva návrhy částí zkapalňovacích zařízení.

Oba návrhy jsou realizovány turbínami, které jsem navrhl pro dané podmínky. Cílem bylo získat kapalný produkt pro skladování v menším objemu než je to při skladování tlakového plynu. Kapalný plyn je hluboce podchlazen, ale zároveň je jeho tlak blízký okolí. Tento druh skladování umožňuje budovat zásobníky poněkud méně robustní avšak dobře izolované. Vlivem odparu kapaliny na hladině lze kontinuálně odebírat plyn a zásobovat tak odběratele.

Zároveň jsem přihlížel na energetickou stránku tohoto procesu. V prvním návrhu je možno energeticky využít tlakového spádu na obou turbínách při kompresi v kompresoru. Cenou za tuto energii, je složitější chování plynu při expanzi v turbíně, způsobené přechodem z podzvukového do nadzvukového proudění. Tento jev bývá doprovázen nespojitým změnami stavových veličin.

Při druhém návrhu jsem se zaměřil na vytvoření turbín s nižšími rychlostmi. S tím bylo spojeno i snížení entalpických spádů na stupeň. Toto řešení vedlo ke snižování teploty vstupujícího plynu do turbíny. S klesajícím spádem klesá i rychlost plynu v kanále, ale s klesající teplotou je zároveň ovlivněna i rychlost zvuku, která klesá také, ale pomaleji než rychlost plynu v kanále.

Získávání kapalného plynu pomocí točivých redukcí se mi jeví jako energeticky výhodnější než pouhé škrcení. Zároveň možnost přepravovat plyn ve zkapalněné formě na větší vzdálenost je také velkou výhodou. Dále je možné zkapalněné plyny využít při dalších vědních disciplínách, které mohou společnost posunout ve vývoji.

## 13. Zdroje

- [1] Kryogenika. In: *wikipedia.cz* [online]. 2012 [cit. 2012-04-16]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Kryogenika>
- [2] Pjotr Leonidovič KAPICA, *Experiment, Teorie, Praxe*. 1982. Mladá fronta. 481 s. : 23 obr.
- [3] HOSKOVEC Antonín. *Dvoufázový refrigerátor vysokých teplot*. Jablonec nad Nisou, 2006. Středoškolská odborná činnost 2005/2006. Gymnasium U Balvanu.
- [4] Zkapalňování plynů. In: *aldebaran.feld.cvut.cz* [online]. [cit. 2012-04-17]. Dostupné z: [www.aldebaran.feld.cvut.cz/vyuka/fpt/prednasky/Zkapalnovani\\_plynu.ppt](http://www.aldebaran.feld.cvut.cz/vyuka/fpt/prednasky/Zkapalnovani_plynu.ppt)
- [5] JELÍNEK, Josef; MÁLEK, Zdeněk. *Kryogenní technika*. 1982. Praha : SNTL nakladatelství technické literatury. 356 s. : 123 obr.
- [6] Technical information. In: *kryolab.fysik.lu.se* [online]. [cit. 2012-04-17]. Dostupné z: [http://kryolab.fysik.lu.se/dokument/e\\_techn.html](http://kryolab.fysik.lu.se/dokument/e_techn.html)
- [7] *PBS Velká Bíteš* [online]. 1991, 2011 [cit. 2012-04-18]. Pbsvb.cz. Dostupné z: <<http://www.pbsvb.cz/>>.
- [8] VANĚK, Pavel. *Moderní technologie při výstavbě zásobníků na zkapalněný zemní plyn*. [online]. allforpower.cz, 10.8.2010. dostupné z: <http://www.allforpower.cz/clanek/moderni-technologie-pri-vystavbe-zasobniku-na-zkapalneny-zemni-plyn/>
- [9] SOLICH, Martin; PROKEŠ, Ondřej. *Uskladnění zemního plyn a vyrovnávání odběrových špiček*. [online]. Chemicke-listy.cz, 2006. dostupné z: [http://www.chemicke-listy.cz/docs/full/2006\\_s1\\_s3-s6.pdf](http://www.chemicke-listy.cz/docs/full/2006_s1_s3-s6.pdf)
- [10] ČPU, *Přeprava a skladování*. [online]. Zemnipllyn.cz. dostupné z: <http://www.zemnipllyn.cz/doprava/#preprava>
- [11] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-7204-346-3.

[12] QUACK, Hans. Plyn: Odborný měsíčník pro plynárenství. Konceptní řešení malého účinného zdroje LNG. 2012. DOI: 0032-1761.

[13] *Joulův-Thomsonův jev* [online]; dostupné z:  
[http://physics.mff.cuni.cz/kfpp/skripta/kurz\\_fyziky\\_pro\\_DS/display.php/molekul/7\\_7](http://physics.mff.cuni.cz/kfpp/skripta/kurz_fyziky_pro_DS/display.php/molekul/7_7)

[14] ŠKORPÍK, Jiří. Efekty při proudění vysokými rychlostmi, Transformační technologie, 2006-01, [date of last update 2012-06]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/efekty-pri-proudeni-vysokymi-rychlostmi.html>.

[15] DAVID JAPISKE, Nicholas C. Introduction to turbomachinery. Reprint with problems. White River Junction, Vt: Concepts ETI, 1997. ISBN 09-332-8310-5.

[16] KOUSAL, Milan. Spalovací turbíny, Praha: Nakladatelství technické literatury SNTL, 1980, 624 s.



## 14. Seznam příloh

- I. T – s diagram R50 – metan
- II. h – s diagram R50 – metan
- III. p – h diagram R50 - metan